UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESCOAMENTO LAMINAR ATRAVÉS DE VÁLVULAS DE COMPRESSORES

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

CÉSAR JOSÉ DESCHAMPS

FLORIANÓPOLIS, julho - 1987

ESCOAMENTO LAMINAR ATRAVÉS DE VÁLVULAS DE COMPRESSORES

CÉSAR JOSÉ DESCHAMPS

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA, ÁREA DE CONCENTRAÇÃO CIÊNCIAS TÉRMICAS, E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Rogério Tadeu da Silva Ferreira, Ph.D.
Orientador

Prof. Álvaro Toubes Prata, Ph.D.
Co-orientador

Prof. Arno Blass, Ph.D.
Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Rogério Tadeu da Silva Ferreira, Ph.D.
Presidente

Prof. Álvaro Toubes Prata, Ph.D.

Prof. Cláudio Melo, Ph.D.

Prof. Hyppolito do Valle Pereira Filho, Ph.D.

A meus pais, pelo esforço empreendido na tentativa de proporcionar as melhores condições para o desenvolvimento pessoal de seus filhos.

A Maristela,

pelo amor e compreensão.

AGRADECIMENTOS

- Aos Professores Rogério Tadeu da Silva Ferreira e Álvaro Toubes Prata, pelo apoio, incentivo e exemplo de trabalho. O gosto que hoje tenho pela pesquisa se deve, em grande parte, ao fato de tê-los tido como orientadores.

- Aos meus irmãos, pelo carinho; em especial ao Cicero com quem partilhei, diariamente, momentos de alegria e aflição nos últimos anos.

- A Ligia Silva Damasceno Ferreira, pelas sugestões na redação deste trabalho e, acima de tudo, pelo privilégio de sua amizade.

- A Vera Lúcia Sodré Teixeira, pela dedicação e boa vontade.

- A todos os colegas do Curso de Pós-Graduação e Professores do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC.

- À CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior), pelo apoio financeiro.

- À EMBRACO S.A. (Empresa Brasileira de Compressores), pela oportunidade de realizar esta dissertação como também pelo auxílio financeiro ao longo da mesma.

- Finalmente, a todos que de uma forma ou de outra contribuíram para o êxito deste trabalho.

ÍNDICE

Pág.

Pág.

LISTA DE FIGURAS

Pág.

Pág.

LISTA DE TABELAS

SIMBOLOGIA

D	Diâmetro da palheta
D_o	Diâmetro da canalização
d	Diâmetro do orifício de passagem
d_o	Diâmetro do orifício medidor de vazão
e	Comprimento do orifício de passagem
Fa	Fator de atrito para o orifício medidor de vazão
F_{adm}	Força adimensional (equação 4.12)
h	Afastamento entre palheta e assento
h_w	Diferencial de pressão através do orifício medidor de vazão
L_o	Comprimento da canalização incluída no domínio de cálculo da solução numérica
K	Coeficiente de descarga do orifício medidor de vazão
M	Peso molecular
$\dot{m}$	Fluxo de massa (equação 3.4)
P	Pressão adimensional (equação 4.4)
P^*	Pressão adimensional (equação 3.1)
P_m	Pressão a montante da válvula
P_{atm}	Pressão atmosférica
p	Pressão manométrica
$\bar{R}$	Constante universal dos gases (62,3656 mmHg l/g-mol K)
Re	Número de Reynolds (equação 3.5)
s	Deslocamento da mesa micrométrica
T_m	Temperatura do fluido na canalização
T_{amb}	Temperatura ambiente
U,V	Componentes adimensionais da velocidade (equação 4.4)
u,v	Componentes axial e radial da velocidade, respectivamente

$\bar{u}$	Velocidade média do fluido no orifício de passagem
X,R	Coordenadas adimensionais (equação 4.4)
x,r	Coordenadas axial e radial, respectivamente (Fig. 4.1)
Y	Fator de expansão para o orifício medidor de vazão
μ	Viscosidade absoluta do fluido
ρ	Massa específica do fluido
δ	Deformação do sistema de posicionamento da palheta e do sistema de fixação do assento provocada pelo campo de pressão do escoamento

RESUMO

O presente trabalho é uma análise numérica, com validação experimental, do escoamento laminar, incompressível e isotérmico em difusores radiais. A motivação do trabalho veio da importância que a geometria dos difusores radiais tem no estudo do desempenho de sistemas de válvulas de compressores herméticos. São analisados o escoamento para pequenos afastamentos entre os discos e, para afastamentos mais elevados, a influência do comprimento do orifício de passagem sobre o escoamento. Perfis de pressão sobre o disco frontal, e as respectivas forças resultantes, são apresentados a fim de se determinar a influência do afastamento entre os discos, do número de Reynolds e do comprimento do orifício de passagem sobre o escoamento. A bancada experimental é detalhada e são discutidos alguns aspectos importantes na tomada dos dados com o intuito de fornecer recomendações para a elaboração de análises experimentais em difusores radiais. Para pequenos afastamentos entre os discos, concluiu-se que a distribuição de pressão sobre o disco frontal é extremamente dependente do afastamento. Para determinadas combinações do número de Reynolds e do afastamento entre os discos, a distribuição de pressão apresenta regiões de pressão negativa. Nos maiores afastamentos analisados a região de pressão negativa é tão grande que passa a existir uma força de atração entre os discos. Observou-se também que, mesmo para os maiores afastamentos analisados neste trabalho, o comprimento do orifício de passagem não afeta o escoamento no difusor.

ABSTRACT

An analysis, with experimental validation, of the incompressible and isothermal laminar flow in radial diffusers has been performed. The motivation for the work comes from the importance of this type of flow in evaluating the performance of valve systems of reciprocating hermetic compressors. The first part of the analysis investigates the flow for small distances between the walls; in the second part larger distances are considered, and the analysis focus on the influence of the feeding orifice on the force and pressure distribution in the diffuser. Pressure profiles along the frontal disk, together with the corresponding resultant forces, are presented in order to investigate the influence of the gap between the walls, the mass flow rate in the diffuser, and the length of the feeding oriffice, in the flow. The experimental setup is detailed, and some important aspects related to the collection of the experimental data are discussed. It was observed that for small gaps between the diffuser walls, the pressure distribution in the diffuser is extremely dependent upon the gap distance. For some combinations of Reynolds number and gap distance, the pressure distribution showed regions of negative pressures. For certain condition, those negative pressure regions are so big that the front disk can be pulled towards the valve seat. It was also observed that the length of the feeding orifice has virtually no influence on the flow in the diffuser for the range of parameters investigated here.

INTRODUÇÃO

A busca natural do aprimoramento dos equipamentos, motivada pela disputa de mercado, torna cada vez mais necessário o conhecimento dos fenômenos físicos que determinam o funcionamento destes equipamentos.

Em se tratando de compressores herméticos é de grande importância para sua eficiência o projeto criterioso dos vários componentes que os constituem. De suma importância, por exemplo, é o projeto do sistema de válvulas, representando um fator determinante do desempenho do compressor.

Para saber quais os parâmetros que influenciam o desempenho do sistema de válvulas do compressor hermético é necessário que se tenha o completo entendimento do escoamento que ocorre nestes tipos de válvulas. A razão de tal entendimento está no fato de que a maioria dos compressores herméticos utiliza válvulas ditas automáticas, ou seja, o próprio escoamento é empregado na abertura e fechamento das válvulas.

O escoamento produz uma distribuição de pressão sobre a válvula, originando uma força resultante. O balanço entre a resistência à abertura da válvula e a força produzida pelo escoamento determina o movimento da válvula. Assim, o conhecimento da distribuição de pressão na válvula devida ao escoamento é uma informação importante em seu projeto.

A distribuição de pressão, no entanto, é função de parâmetros geométricos construtivos da válvula, do afastamento entre palheta e assento e da vazão do fluido. Neste trabalho, a vazão de fluido através da válvula será caracterizada pelo número de Reynolds. Portanto, a influência destes parâmetros sobre a distribuição de pressão deve ser determinada.

A análise de escoamentos em válvulas de compressores tais como são encontrados na realidade é muito complexa. Desta forma é necessário que se inicie a investigação analisando problemas mais simples. Por isto, o escoamento em difusores radiais constitui-se no problema básico para a análise do desempenho de sistemas de válvulas.

O escoamento em difusores radiais tem sido durante muito tempo alvo de interesse de vários pesquisadores. Tal interesse advém do fato de que este tipo de problema serve de base para muitas aplicações práticas. A análise do desempenho de mancais de escora a ar e impactores de aerosol são alguns exemplos adicionais destas aplicações.

A geometria do difusor radial analisada neste trabalho é composta de dois discos paralelos e concêntricos, sendo que em um deles há o orifício de passagem do fluido, com bordas retas (Fig. 1.1). O fluido escoa axialmente através do orifício de passagem, deflete-se junto ao disco frontal escoando então radialmente.

Mesmo para este tipo de geometria simples, o escoamento é complexo e requer uma análise bem elaborada. A seguir são expostas algumas características importantes do escoamento em difusores radiais, como aquele da Fig. 1.1.

Quando o número de Reynolds, Re, é muito pequeno e os discos estão muito próximos os efeitos viscosos predominam sobre os efeitos de inércia. Soluções para este tipo de escoamento, onde os efeitos de inércia são desprezados, podem ser obtidas analiticamente.

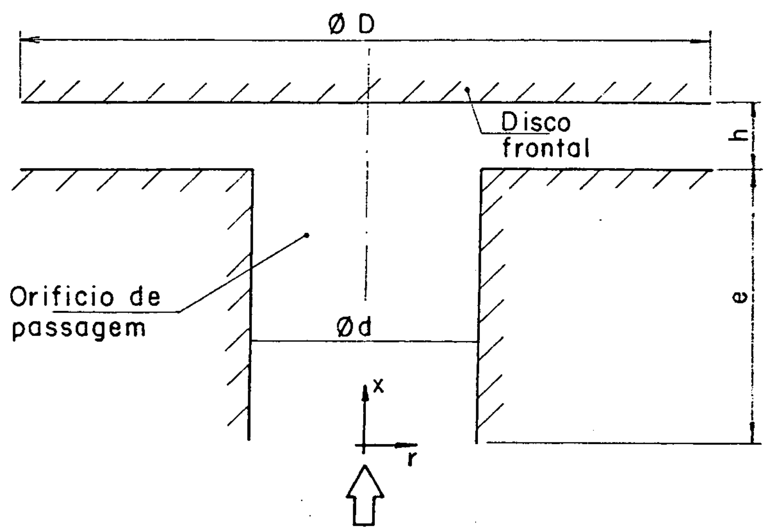


Fig. 1.1- Geometria do difusor radial em análise

Porém, à medida que o número de Reynolds aumenta, os efeitos de inércia vão gradativamente se tornando mais importantes, até atingir valores a partir dos quais não é mais possível desprezá-los. Além disto, para velocidades elevadas, o desenvolvimento dos perfis de velocidade e pressão na entrada do difusor passam a ser relevantes e necessitam ser consideradas.

Finalmente, quando o número de Reynolds é suficientemente alto o escoamento torna-se turbulento.

O afastamento entre os discos tem um efeito muito forte sobre o escoamento. Para um dado número de Reynolds, quando o afastamento entre os discos é aumentado, o escoamento tende a separar-se perto da entrada do difusor, reatando-se depois para formar uma bolha de separação anular. Quando o afastamento é aumentado ainda mais, a bolha de separação aumenta em comprimento até atingir a saída do difusor, formando então um jato radial sobre o disco frontal [01].

Com as principais idéias do fenômeno em mente passa-se à revisão bibliográfica de trabalhos existentes sobre escoamento em difusores radiais.

Anterior a 1956, algumas soluções teóricas foram obtidas para a distribuição de pressão no difusor. Naquelas soluções dois procedimentos distintos eram utilizados. Um deles desprezava os termos de inércia na equação do movimento e o outro utilizava o método hidráulico clássico. Para uma revisão destas soluções teóricas, e também dos trabalhos experimentais realizados até aquela data, recomenda-se o trabalho de Woolard [02].

Woolard determinou teoricamente, para o escoamento laminar, a distribuição de pressão radial em um difusor cujas paredes eram levemente curvas. Além disso, considerou o escoamento puramente radial. As equações de Navier-Stokes, incluindo termos de inércia, foram resolvidas utilizando o método integral e assumindo, para representar o perfil de velocidade ao longo do difusor, o método de Pohlhausen. Os resultados teóricos obtidos foram comparados com o experimento de Mohn [03].

Outra solução da equação do movimento, onde os efeitos de inércia são incluídos, foi obtida por Livesey [04] utilizando o método integral como sugerido por Von Kármán. Livesey considerou o escoamento puramente radial, laminar e incompressível entre duas placas paralelas de extensão infinita. Obteve a distribuição de pressão como sendo a soma de duas parcelas, uma devida aos efeitos viscosos e outra aos efeitos de inércia. Além disso, apresentou também uma análise da ordem de grandeza dos termos de inércia e viscosos, propondo um valor para o número de Reynolds no qual os efeitos de inércia já são significativos.

Moller [01] apresentou uma análise teórica e experimental para escoamentos laminares e turbulentos em difusores radiais, além de fazer uma análise dimensional dos parâmetros necessários para definir o escoamento. Soluções teóricas para a distribuição de pressão foram obtidas através do método integral. Moller mostrou que somente para casos limitados de escoamentos é possível de se obter solução quando se usa o método da similaridade. Deu ênfase para a solução suficientemente longe da entrada do difusor, de tal forma que os efeitos da borda do orifício de passagem não fossem importantes. Na obtenção das distribuições experimentais de pressão, obtidas para o disco que contém o orifício de passagem, utilizou a relação de diâmetros D/d igual a 6.

Takenaka [05] analisou analítica e experimentalmente os escoamentos laminar e turbulento em difusores radiais. No caso do escoamento laminar, utilizou a função corrente para eliminar os termos de pressão das equações de Navier-Stokes, resolvendo-as então utilizando expansões em séries de potência. As soluções obtidas foram comparadas com os resultados experimentais, sem mencionar porém, nestas comparações, qualquer parâmetro indicativo da vazão considerada.

Uma solução teórica para um mesmo tipo de problema investigado por Livesey foi obtida por Savage [06], que utilizou séries de potências para resolver as equações de Navier-Stokes. Argumentou, baseado em Bird, Steward & Lightfoot [07], que o procedimento adotado por Livesey e outros pesquisadores, assumindo a forma do perfil de velocidade fixo ao longo do difusor, resulta numa inconsistência física. Comparou a solução obtida com a de Livesey e com o experimento de Moller.

Jackson & Symmons [08] fizeram uma análise experimental, de escoamentos onde predominam os efeitos de inércia, com o objetivo de testar as soluções teóricas disponíveis até então. Grandes relações de diâmetros entre os discos foram utilizadas neste trabalho. Encontraram dificuldades na obtenção da simetria para a distribuição experimental de pressão ao longo do diâmetro do difusor.

Hayashi e outros [09] resolveram numericamente as equações de Navier-Stokes por diferenças finitas, utilizando o método da relaxação iterativa. Além disso, fizeram também uma análise experimental para comparação dos resultados. A maior parte dos resultados foi obtida para uma relação de diâmetros, D/d, de 3,5. O afastamento, h/d, foi variado de 0,2 a 0,3 e o número de Reynolds de 0 a 500.

Raal [10] resolveu a equação do movimento, na forma de transporte de vorticidade, usando o método de diferenças finitas com a discretização baseada no método de Allen & Southwell [10]. Distribuições de pressão foram obtidas para números de Reynolds menores do que 120. Analisou também o fenômeno da separação do escoamento na saída do orifício de passagem.

Wark & Foss [11] investigaram o problema experimentalmente. Deram maior atenção à análise da influência dos parâmetros D/d, h/d e Re sobre a força axial resultante sobre o disco frontal.

Uma análise do escoamento em difusores radiais no contexto de válvulas de compressores alternativos foi recentemente realizada por Ferreira e Driessen [12]. Apresentaram uma discussão sobre diversos tipos de escoamentos comumente encontrados em válvulas tipo palheta.

Para o caso de válvulas tipo palheta, resultados para a distribuição de pressão sobre o disco frontal são importantes. No entanto, apesar do escoamento em difusores radiais ter sido exaustivamente pesquisado ao longo dos anos, não se dispõe até a presente data de informações sobre a distribuição de pressão no disco frontal para pequenos afastamentos entre os discos ($h/d < 0{,}05$). As análises teóricas realizadas até então, para pequenos afastamentos, resolveram formas simplificadas da equação do movimento. Por outro lado, resultados experimentais desta espécie de escoamento não foram encontrados na bibliografia revisada pelo autor.

O presente trabalho tem como objetivo principal determinar a solução numérica do escoamento laminar incompressível de ar em difusores radiais, com validação experimental, para pequenos afastamentos entre os discos. Além disso, é feita também uma investigação numérica da influência do comprimento do orifício de passagem sobre o escoamento. No presente estudo as equações de Navier-Stokes foram resolvidas por diferenças finitas, utilizando o algoritmo SIMPLER[13]. Os resultados numéricos são para números de Reynolds menores do que 3000 e afastamentos, h/d, menores do que 0,2. A relação de diâmetros, D/d, utilizada em todos os escoamentos foi de 3.

Além da análise numérica, são apresentados neste trabalho a bancada experimental e uma descrição detalhada de seus componentes. Da mesma forma, são mostradas as técnicas utilizadas no procedimento experimental e a redução dos dados experimentais aos parâmetros de interesse para a caracterização do escoamento.

2 - BANCADA EXPERIMENTAL

2.1- Descrição Geral

A Fig. 2.1 mostra uma vista esquemática da bancada experimental.

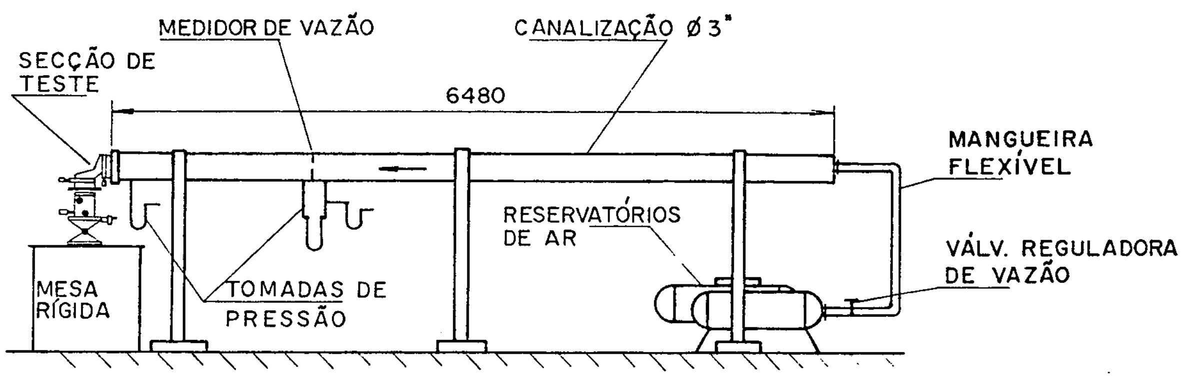


Fig. 2.1- Esquema geral da bancada experimental

Ar escoa através de uma canalização de PVC, mantida nivelada e sustentada por suportes espaçados, desde dois reservatórios até a secção de teste. Entre a entrada da canalização e a secção de teste existe uma válvula reguladora de vazão, um medidor de vazão tipo placa de orifício (d_o = 15 mm) e as respectivas tomadas de pressão.

O orifício medidor de vazão de bordas quadradas, com as tomadas de pressão a montante a $1D_o$, e a jusante a $1/2\ D_o$, e seus demais componentes foram especificados e montados segundo normas da ASME [14]. No apêndice B é apresentada uma autoverificação do orifício medidor de vazão utilizado neste trabalho.

Os reservatórios de ar, com volume total de 0,8 m^3, foram escolhidos de tal forma a assegurar uma vazão de ar praticamente constante durante a tomada de dados. O fornecimento de ar para os reservatórios foi feito por um compressor de ar alternativo (Wayne), de dois estágios, modelo W7208-H e série 2647, com pressão máxima de $1,0 \times 10^6$ Pa.

Mangueiras flexíveis foram utilizadas para conectar os reservatórios à canalização com a finalidade de evitar que vibrações provocadas pelo funcionamento do compressor fossem transmitidas ao restante da bancada.

Como será visto mais adiante, o experimento é muito sensível a variações do afastamento entre palheta e assento. Devido a este fato a válvula reguladora de vazão foi instalada junto aos reservatórios. Tentou-se evitar, assim, que forças externas, provenientes do manuseio da válvula, pudessem provocar deformações no suporte de fixação do assento e, com isso, alterações no afastamento entre palheta e assento.

2.2- Secção de teste

A Fig. 2.2 mostra uma vista esquemática da secção de teste. Nela podem ser vistos o assento, a palheta com seu sistema de posicionamento, e o sistema para o controle do afastamento entre palheta e assento.

As relações utilizadas no experimento, para o diâmetro da palheta D, diâmetro do orifício d, e comprimento do orifício e foram, $e/d= 0,933$ e $D/d= 3$.

2.2.1- Assento

O assento possui diâmetro de 146 mm e espessura de 28 mm. A alimentação da vazão de ar para o difusor é feita através de um orifício concêntrico ao assento, de diâmetro d= 30 mm.

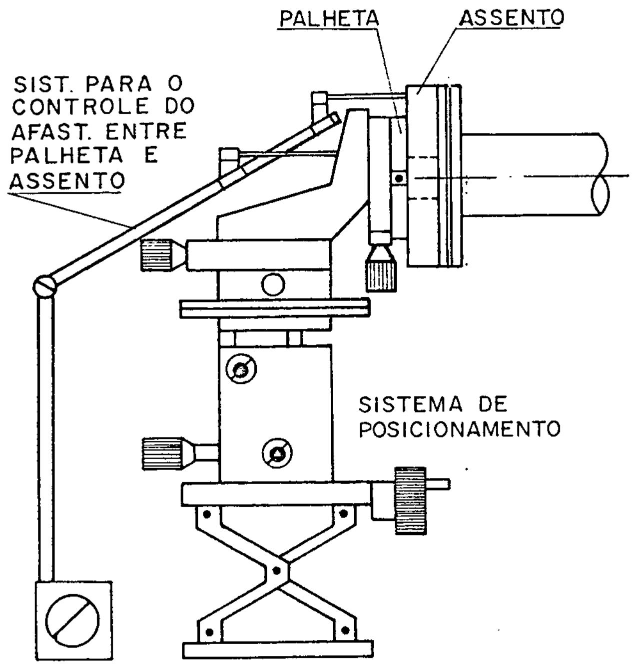


Fig. 2.2 - Esquema da secção de teste

A fixação do assento é feita por meio de um flange, existente na extremidade da canalização, através de parafusos. O flange, por sua vez, é fixo por um suporte metálico a uma base rígida. Para evitar fugas de ar entre o flange e o assento foi colocado, intermediariamente a eles, uma junta de cortiça impregnada com graxa.

A escolha do alumínio como material do assento e o polimento da superfície que faz contato com o escoamento foram medidas tomadas para que não houvessem oxidações ou irregularidades capazes de perturbarem o escoamento.

2.2.2 - Palheta

O maior interesse na presente investigação é a determinação da distribuição de pressão na palheta. Para isto são utilizadas duas concepções de palheta, doravante denominadas: palheta-1 e palheta-2.

2.2.2.1 - Palheta-1

A palheta-1 (Fig. 2.3) possui 15 tomadas de pressão de diâmetro 0,7 mm, dispostas horizontalmente de forma radial e simétrica ao longo do seu diâmetro, para o fornecimento da distribuição de pressão na palheta.

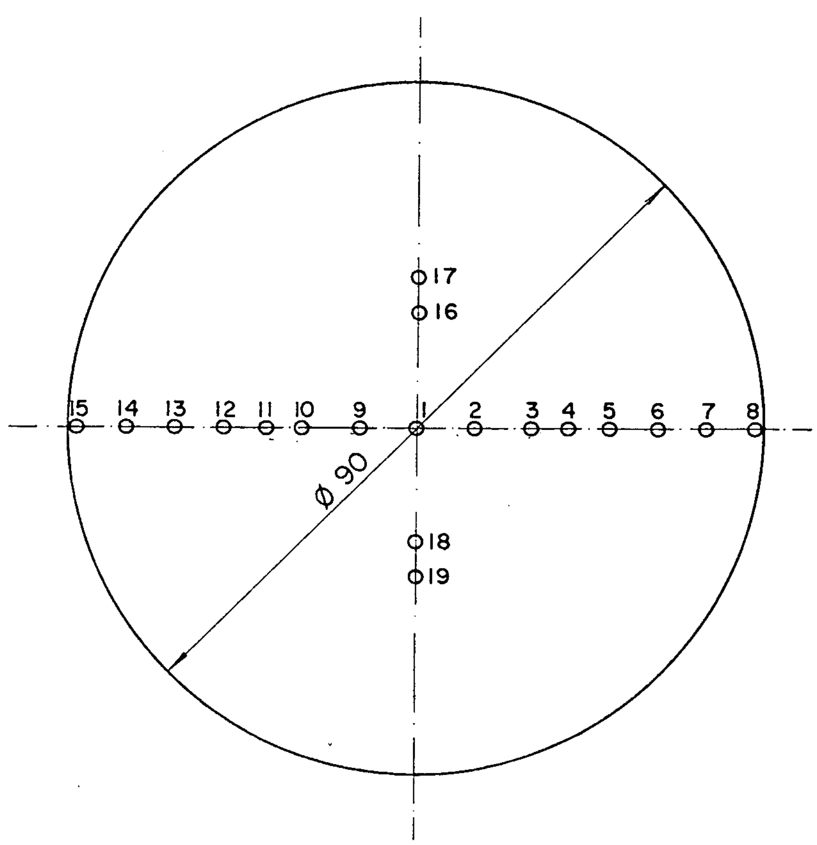


Fig. 2.3- Posicionamento das tomadas de pressão da palheta-1

Além disso, fez-se na palheta quatro tomadas adicionais, defasadas de 90° das anteriores, que auxiliam tanto o posicionamento concêntrico da palheta em relação ao orifício de passagem como o seu paralelismo com o assento. As tomadas de pressão 3, 10, 16 e 18 e as tomadas 4, 11, 17 e 19 são, respectivamente, equidistantes do centro da palheta, de tal forma que quando a palheta estiver centrada e paralela ao assento, elas indicam a mesma pressão. Todas as tomadas de pressão estão unidas ordenadamente, através de mangueiras finas e flexíveis de látex, aos tubos de um multi-manômetro (Fig. 2.4). Para um determinado afastamento da palheta e vazão de ar, a distribuição de pressão, indicada pelas colunas do multi-manômetro, é registrada fotograficamente (Fig. 2.5 e Fig. 2.6).

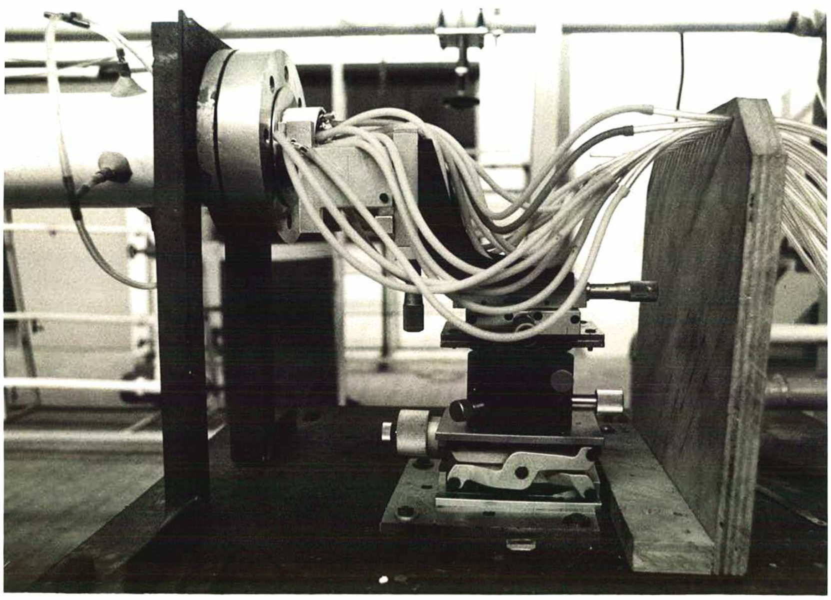


Fig. 2.4- Vista da secção de teste utilizando-se a palheta -1

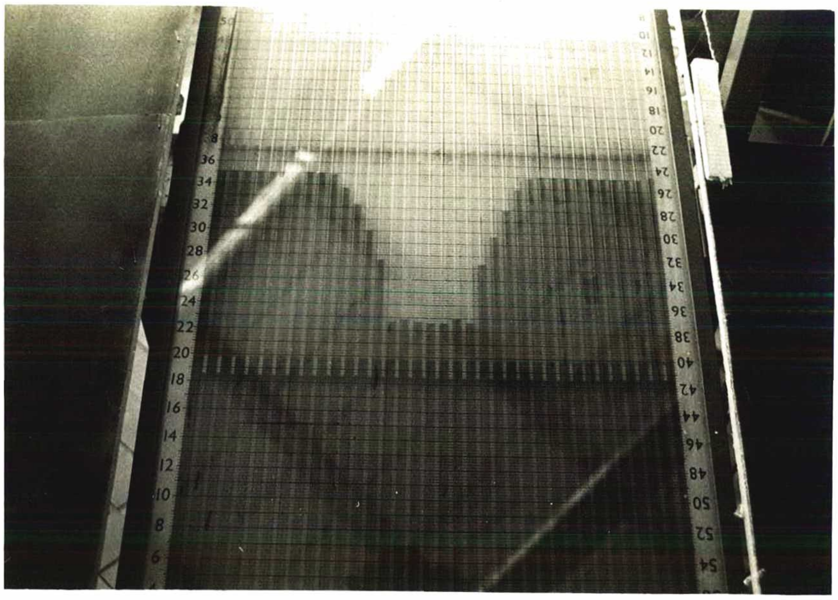


Fig. 2.5- Distribuição de pressão sobre a palheta; h/d = 0,00935 e Re = 559

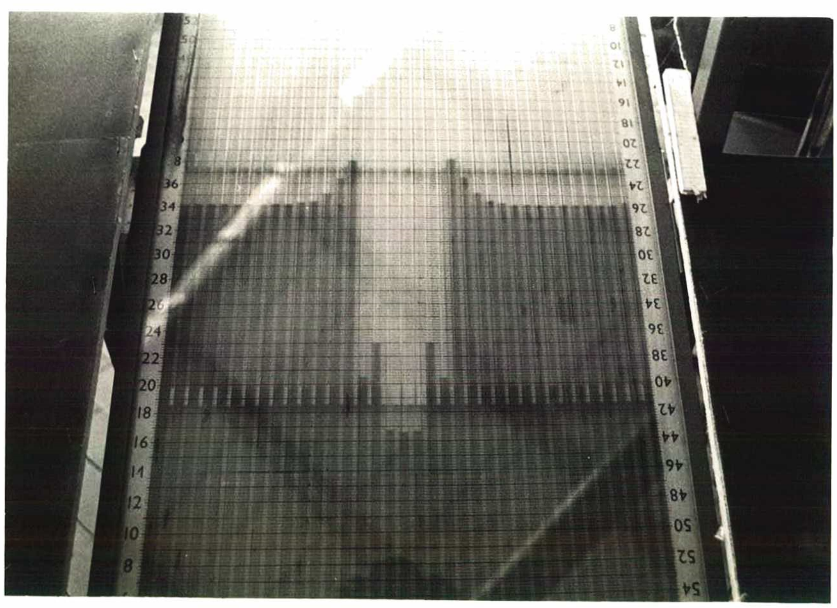


Fig. 2.6- Distribuição de pressão sobre a palheta; h/d = 0,01869 e Re = 4327

2.2.2.2 - Palheta-2

A novidade neste tipo de palheta é que ela fornece sua distribuição de pressão de forma contínua. Para tal, ao longo do diâmetro da palheta é instalado um cursor contendo uma tomada de pressão central (Fig. 2.7). Esta tomada de pressão, por sua vez, é interligada através de um canal interno até uma das extremidades do cursor e ali conectada a um transdutor indutivo de pressão. Na outra extremidade, é conectado um transdutor indutivo de deslocamento, responsável pela leitura da posição radial instantânea da tomada de pressão. Os dois transdutores são ligados por intermédio de uma ponte amplificadora de sinal a um registrador X-Y.

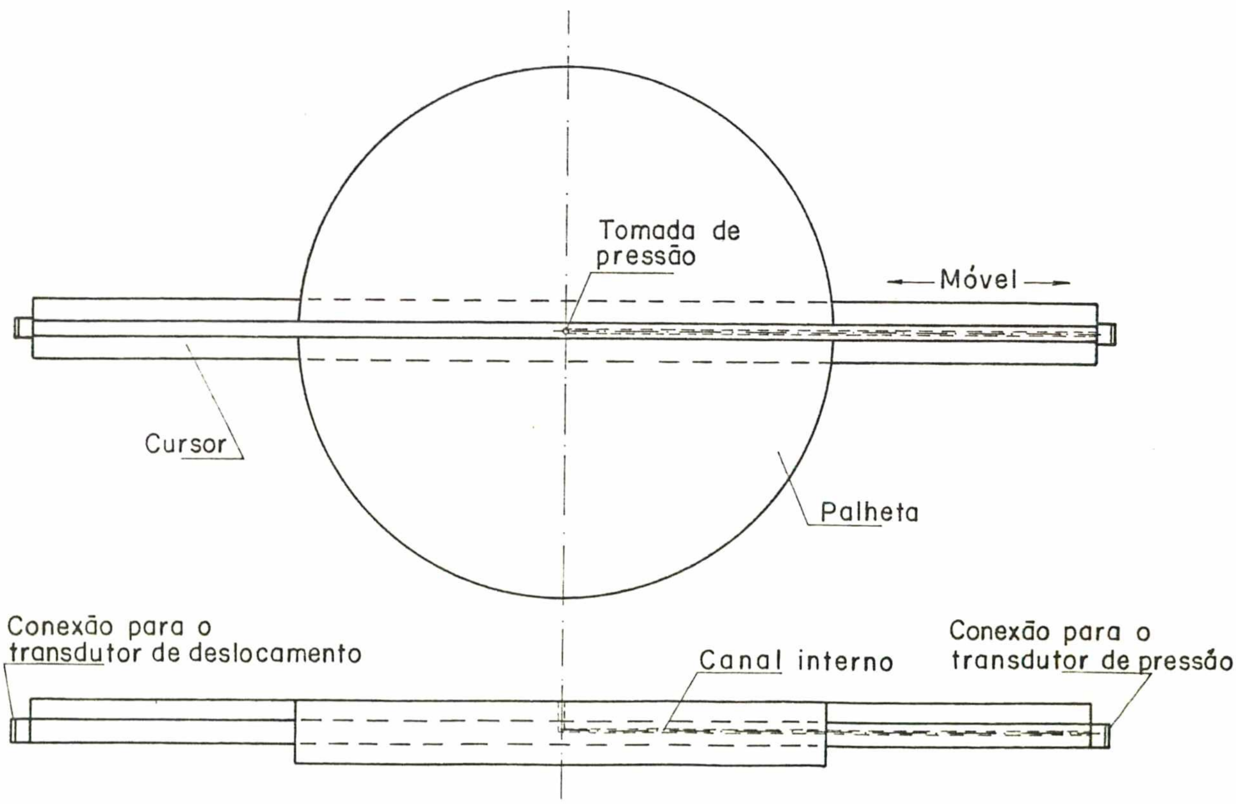


Fig. 2.7- Palheta-2

Então, à medida que o cursor é movido ao longo do diâmetro da palheta, o registrador X-Y vai plotando simultaneamente sua distribuição de pressão (Fig. 2.8). A curva plotada auxilia o posicionamento paralelo e concêntrico, em relação ao assento da palheta.

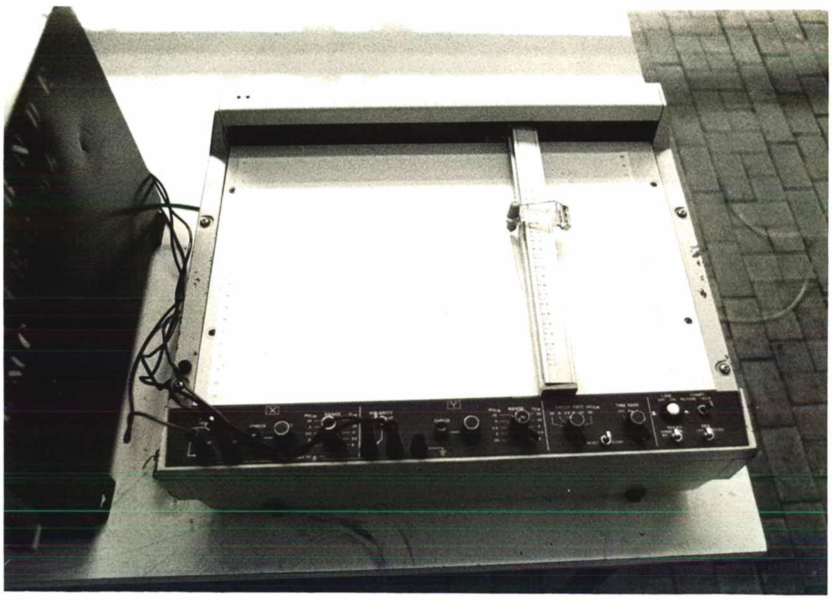


Fig. 2.8- Registrador X-Y

2.2.3- Sistema de posicionamento da palheta

A mobilidade da palheta é um requisito importante no experimento. Como será visto mais adiante, é justamente esta mobilidade que permite a determinação da posição correta da palheta em relação ao assento, ou seja, paralelismo e concentricidade.

Além disso, a mobilidade da palheta também é necessária para produzir os diversos afastamentos entre palheta e assento utilizados no experimento.

A Fig. 2.9 mostra o sistema de posicionamento da palheta. Basicamente, o sistema de posicionamento da palheta é composto de três mesas de deslocamento micrométrico, uma mesa de deslocamento angular e uma mesa de elevação.

As mesas micrométricas 1, 2 e 3 permitem o deslocamento nos eixos X, Y e Z, respectivamente, enquanto a rotação em torno deles é fornecida pela mesa de deslocamento angular.

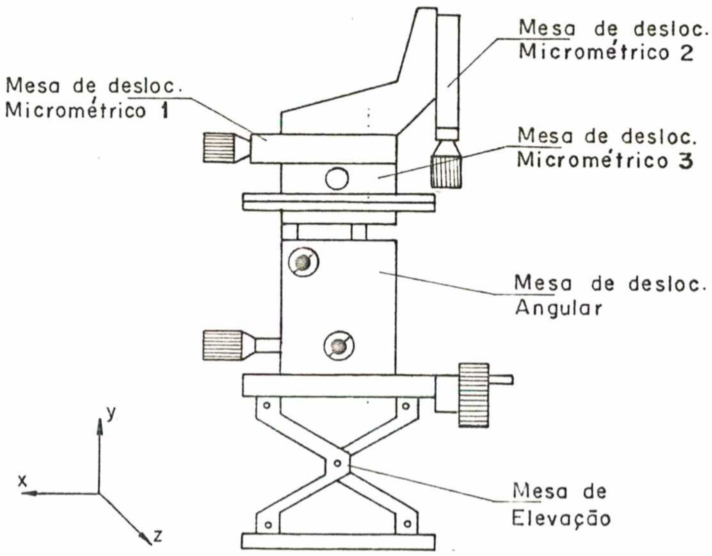


Fig. 2.9- Sistema de posicionamento da palheta

A mesa de elevação ajusta grosseiramente a altura da palheta.

Os vários componentes do sistema são unidos entre si, com a palheta, e com a base rígida por meio de parafusos.

2.2.4- Sistema para o controle do afastamento entre palheta e assento.

Uma característica muito importante do escoamento é que ele é muito sensível com relação ao afastamento entre palheta e assento.

A Fig. 2.10 mostra a variação da distribuição de pressão para Re= 1450, quando muda-se o afastamento $h_1 = 0,285$ mm para $h_2 = 0,270$ mm. Embora $\Delta h = 0,015$ mm seja muito pequeno observa-se que a alteração da distribuição de pressão é significativa.

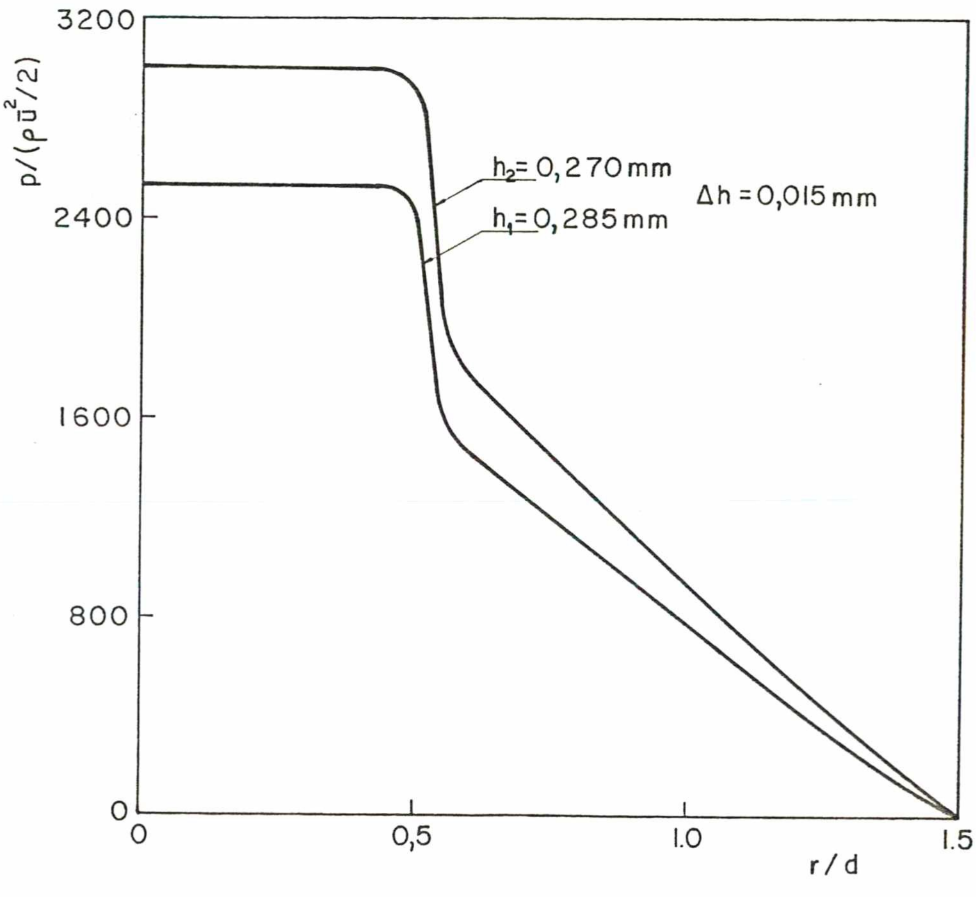


Fig. 2.10 - Sensibilidade da distribuição radial de pressão com o afastamento h; Re = 1450

É portanto, de suma importância para pequenos afastamentos que se tenham meios de avaliar o afastamento com um mínimo de erro no experimento.

Por outro lado, sabe-se também que o escoamento produz um campo de pressão ao longo do difusor. Este campo de pressão determina duas forças axiais resultantes, uma sobre o assento e outra sobre a palheta. A intensidade destas forças é função do afastamento entre palheta e assento e do número de Reynolds, os quais juntos, determinam a distribuição de pressão no assento e na palheta (Fig. 2.11). Dependendo da intensidade destas forças é possível que haja uma deformação do sistema de posicionamento da palheta e do suporte de fixação do assento e, logo, uma alteração no afastamento entre palheta e assento.

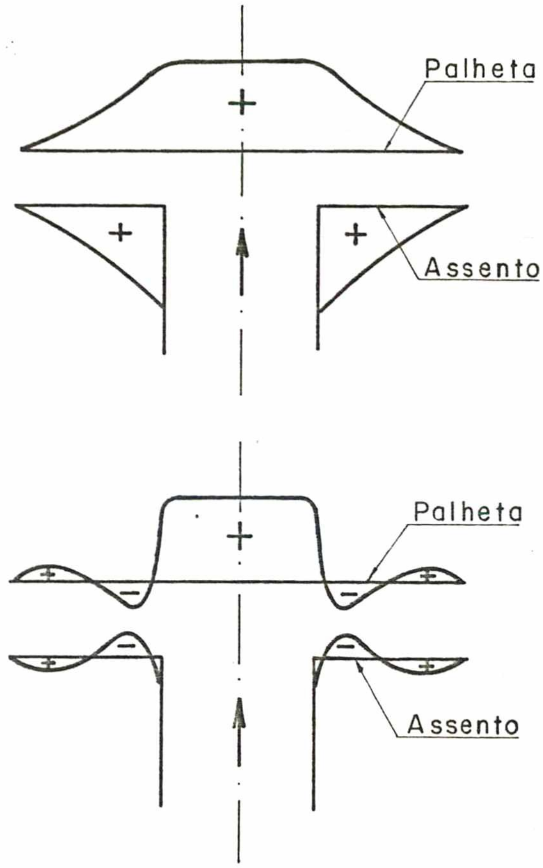
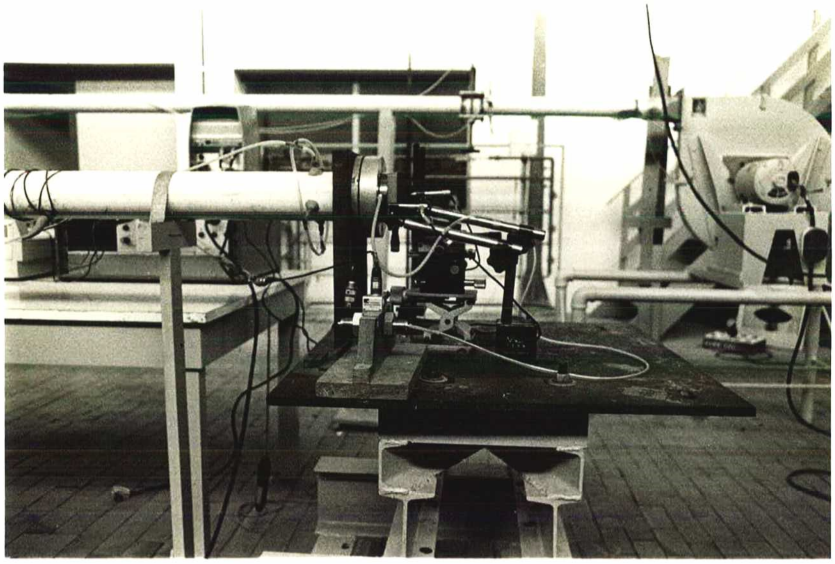


Fig. 2.11- Distribuições radiais de pressão típicas sobre o assento e a palheta

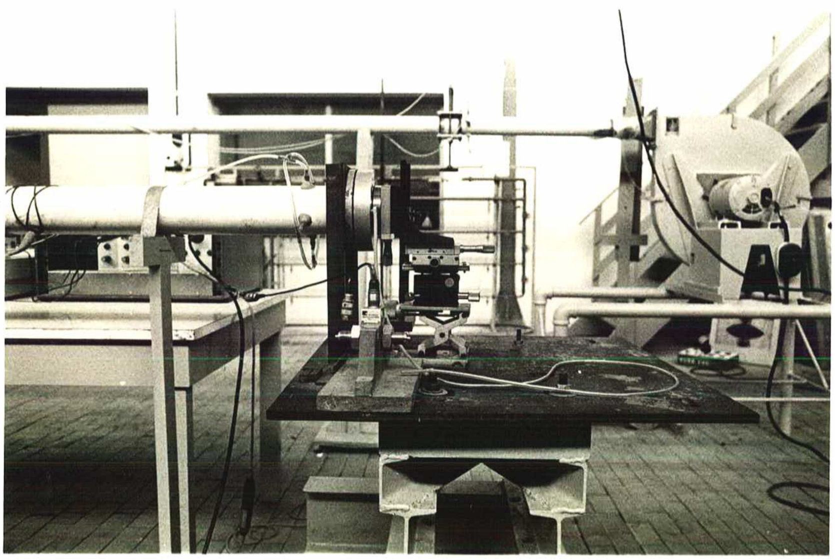
Para testar esta hipótese foi instalado junto à secção de teste um sistema de transdutores de deslocamento.

O sistema, fixo na base rígida por meio de uma base magnética, é composto de um transdutor de deslocamento montado sobre a palheta e outro sobre o assento.

A Fig. 2.12 mostra a secção de teste com e sem o sistema para o controle do afastamento entre palheta e assento.



(a)



(b)

Fig. 2.12 - Secção de teste: a) com o sistema para o controle do afastamento entre palheta e assento; b) sem o sistema

Os dois transdutores são ligados a um sistema analógico de leitura que fornece o valor da alteração do afastamento entre palheta e assento . Verificou-se que para os menores afastamentos, onde a sensibilidade da distribuição de pressão com a alteração do afastamento é maior, os valores obtidos são apreciáveis.

A Tabela 2.1 mostra um exemplo dos valores obtidos para a alteração do afastamento entre palheta e assento para vários afastamentos e números de Reynolds.

Estes valores são utilizados para corrigir o afastamento entre palheta e assento.

Tabela 2.1 - Alteração do afastamento entre palheta e assento provocada pelo campo de pressão do escoamento

S = 0,25 mm					
Re	695	982	1251	1508	1910
δ [μm]	22	27	34	36	40
S = 0,39 mm					
Re	935	1404	1972	2318	2739
δ [μm]	9	12	15	17	18
S = 0,51 mm					
Re	1390	2136	2574	3060	3936
δ [μm]	5,0	6,0	6,5	6,7	6,5
S = 0,65 mm					
Re	1500	1764	2367	2794	3343
δ [μm]	3,0	5,5	7,0	6,0	4,0

Devido à altura do sistema de posicionamento da palheta (~ 20 cm), a alteração do paralelismo entre palheta e assento, provocada pela deformação do mesmo,é desprezível.

2.3- Instrumentação:

Os principais parâmetros medidos no experimento foram pressão, temperatura e deslocamento.

Abaixo são relacionados, para cada um deles, separadamente, os instrumentos utilizadas para suas medidas.

2.3.1- Medidas de pressão

Medidas de pressão são feitas ao longo do diâmetro da palheta, na canalização e na atmosfera.

Para medir a distribuição da pressão nos dois tipos de palheta foram utilizados equipamentos distintos.

Para as leituras de pressão na palheta-1 usou-se um multi-manômetro inclinado, com regulagem de 20^o a 90^o, faixa de operação até 1000 mm e menor divisão de escala 2mm, utilizando como fluido de trabalho o álcool etílico (ρ_m =804kg/m^3 à temperatura de 293 K).

Já a distribuição de pressão na palheta-2 foi medida por intermédio de um transdutor diferencial indutivo de pressão (Hottinger Baldwin Messtechnick), com valor de fundo de escala de 0,1 bar e frequência máxima de 300 Hz. O sinal do transdutor foi tratado com o auxílio de uma ponte amplificadora de sinal (HBM), modelo KWS/6E-5 e então transmitido para um registrador X-Y (Hewlett Packard), modelo 7044A, onde era plotado.

A pressão diferencial através do orifício medidor de vazão foi obtida com o uso de um transdutor indutivo diferencial de pressão (HBM), com fundo de escala 0,01 bar e frequência máxima de 300 Hz. O sinal do transdutor foi tratado e lido usando uma ponte amplificadora de sinal (HBM), modelo KMS/6E-5.

Para medir a pressão a montante do orifício medidor de vazão e a pressão a montante do sistema palheta-assento foram utilizados dois manômetros em "U", com faixa de operação até 1000 mm e menor divisão de escala 1,0 mm, usando como fluido de trabalho água destilada.

Para medir a pressão atmosférica foi utilizado um barômetro (Feingerälebau Fischer) modelo W2705, tipo 102.

2.3.2 - Medidas de temperatura

Rigorosamente a temperatura de interesse é aquela que o ar tem ao longo do escoamento. No entanto, foi verificado que a temperatura ambiente e a temperatura no interior da canalização são praticamente iguais . Assim, a temperatura medida, e usada nos cálculos dos parâmetros do escoamento, foi a ambiente. Para tanto, foi utilizado um termômetro de bulbo de mercúrio, faixa de operação de 0 °C até 50 °C e com a menor divisão de escala de 1 °C.

2.3.3 - Medidas de deslocamento

As medidas de deslocamento são usadas para a definição do afastamento entre assento e palheta e também para a obtenção da distribuição de pressão na palheta, quando usada a Palheta-2 .

Para obter o afastamento entre palheta e assento é necessário o uso do sistema de posicionamento da palheta e do sistema para o controle do afastamento entre palheta e assento. O sistema de posicionamento da palheta é o responsável pelo paralelismo, concentricidade e geração do afastamento h entre palheta e assento. É composto de uma mesa de posicionamento angular (Spindler & Hoyerkg) modelo P080 e três mesas de deslocamento micromético (Spindler & Hoyerkg) com faixa de operação até 25,00 mm e menor divisão de escala 0,01 mm. Completam ainda o sistema uma mesa de elevação de regulagem grosseira (S & H) modelo EL80 e uma cantoneira em "L" (S & H) modelo EQ80.02.

O sistema para o controle do afastamento entre palheta e assento é composto de dois transdutores indutivos de deslocamento com apalpador (Tesa), tipo GT17, guias de aço inoxidável e uma base magnética (Tesa) para fixá-los a uma base rígida.

A leitura do sinal dos transdutores é feita através de um sistema de medida de deslocamento com mostrador analógico (Tesa), tipo GND.

Uma vez que para registrar a distribuição de pressão na palheta-2 de forma contínua é necessário fornecer a posição radial instantânea da tomada de pressão, foi utilizado um transdutor indutivo de deslocamento com contato (HBM), modelo W100K, com faixa de operação de 100 mm. Para o tratamento e leitura de seu sinal foram utilizadas, a ponte amplificadora (HBM), modelo KWS/6E-5, e o registrador X-Y (Hewlett Packard), modelo 7044A.

3 - PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL E REDUÇÃO DOS DADOS

3.1- Introdução

Este capítulo apresenta o procedimento experimental utilizado na tomada dos dados e a redução destes aos parâmetros de interesse na análise do escoamento.

No procedimento experimental são indicados alguns cuidados e técnicas indispensáveis à boa execução do experimento.

3.2- Levantamentos experimentais

3.2.1 - Preparação

Antes de iniciar a tomada de dados é necessário que alguns reparos e ajustes sejam feitos na bancada experimental. A confiabilidade dos resultados experimentais depende destes reparos e ajustes.

A nível de reparos, as conexões das tomadas de pressão são checadas para evitar vazamentos de ar e, desta forma, leituras errôneas nos instrumentos. As superfícies da palheta e do assento, que fazem contato com o escoamento, são cuidadosamente limpas já que o escoamento é sensível a irregularidades nas paredes do difusor.

Depois dos reparos os reservatórios são supridos com ar e então efetuados os ajustes da bancada experimental. Um destes ajustes é a determinação da posição de referência da palheta, ou posição de afastamento zero. A palheta é posicionada meticulosamente usando um gabarito desenhado no assento de forma a ficar plenamente alinhada, concêntrica e em contato com o assento. A partir desta posição, posição de afastamento zero, são gerados, via mesa de deslocamento micrométrico, os afastamentos entre palheta e assento. Estima-se que a precisão do ajuste da posição de afastamento zero é da ordem ± 0,03 mm.

Ajustes nos instrumentos de medição completam a preparação da tomada dos dados.

3.2.2 - Tomada dos dados

Inicialmente, são anotadas a temperatura ambiente, a pressão atmosférica e a posição de referência da palheta. Durante a tomada dos dados a temperatura e a pressão são periodicamente verificadas com o intuito de observar-se alguma variação apreciável.

A seguir, a palheta é afastada do assento até uma posição pré-determinada. Nesta posição a válvula reguladora de vazão é aberta para a maior vazão desejada. Então, a simetria do escoamento é observada por meio da distribuição de pressão na palheta. A observação permite saber se são necessários ajustes no posicionamento da palheta. Em caso afirmativo, sua posição é corrigida, através do sistema de posicionamento, até que a distribuição de pressão seja simétrica.

Com a simetria assegurada os parâmetros de interesse são lidos e se constituem:

p(r) - Pressão manométrica sobre a palheta na posição r.

DPOR - Pressão diferencial através do orifício medidor de vazão.

POR - Pressão a montante do orifício medidor de vazão.

P_m - Pressão a montante da válvula.

Em seguida, mantendo-se o posicionamento da palheta, novos escoamentos são obtidos diminuindo gradativamente a vazão e anotando para cada um deles os parâmetros de interesse.

Após um determinado número de vazões terem sido experimentadas, a posição da palheta é alterada. Novamente, são anotadas a posição da palheta, a pressão atmosférica e a temperatura ambiente.

A vazão é ajustada para seu maior valor e os ajustes de simetria repetem-se como já descrito. Quando a simetria estiver satisfeita nova tomada de dados é feita, diminuindo gradativamente a vazão.

Desta forma, os diversos escoamentos vão sendo obtidos alterando-se os afastamentos e vazões.

O motivo de se fazer o ajuste da simetria do escoamento no maior valor de vazão tem justificativa no fato de que quando a vazão for diminuída a simetria permanece satisfeita. No sentido inverso são necessários ajustes adicionais no sistema de posicionamento para cada valor de vazão. Ajustes adicionais dificultam o controle do afastamento entre palheta e assento e além disso tornam o experimento mais trabalhoso.

3.3 - Redução dos dados

O objetivo principal da redução dos dados é a determinação da pressão adimensional local na palheta, $P^*(r)$, do número de Reynolds, do afastamento entre palheta e assento e da posição radial da tomada de pressão na palheta.

A pressão adimensional é dada por,

$$P^*(r) = \frac{p(r)}{(\rho\bar{u}^2)/2} \qquad (3.1)$$

e a pressão manométrica p(r) é lida diretamente do experimento. A massa específica do ar ρ é calculada segundo a equação dos gases perfeitos

$$\rho = \frac{Patm\ M}{\bar{R}\ Tamb} \qquad [kg/m^3] \qquad (3.2)$$

onde,

$\bar{R}$ - constante universal dos gases;

62,3656 mmHg l/g-mol K

M - peso molecular;

para o ar 28,8 g mol/g

A velocidade média no orifício, $\bar{u}$, é determinada por

$$\bar{u} = \frac{4\dot{m}}{\rho\pi d^2} \qquad [m/s] \qquad (3.3)$$

onde $\dot{m}$ é o fluxo de massa registrado no medidor de vazão, tipo placa de orifício de bordas quadradas, instalado na canalização. Este fluxo é dado pela seguinte equação [14],

$$\dot{m} = 0{,}034\ 752\ K\ Y\ d_o^2\ Fa\ \sqrt{h_w\ \rho} \qquad [kg/s] \qquad (3.4)$$

Para uma determinada relação entre o diâmetro do orifício e o diâmetro da canalização, o coeficiente de descarga, K, é função somente do número de Reynolds na canalização enquanto o fator de expansão, Y, é função do diferencial de pressão através do orifício e da pressão absoluta a montante.

O fator Fa é praticamente igual à unidade e h_w é a pressão diferencial através do orifício em cm H_2O.

Outro parâmetro a ser extraído do experimento é o número de Reynolds, que é determinado através de

$$Re = \frac{\rho\ \bar{u}\ d}{\mu} \tag{3.5}$$

onde μ é a viscosidade dinâmica, calculada pela seguinte equação [15],

$$\mu = (K1 + K2\ T_m - K3\ T_m^2)\ 10^{-6} \qquad [Pa\ s] \tag{3.6}$$

e

K1 - 0,872 380 957 1

K2 - 7,028 571 429 x 10^{-2}

K3 - 3,809 523 810 x 10^{-5}

T_m - [K]

O afastamento adimensional total entre palheta e assento é obtido por

$$\frac{h}{d} = \frac{(s + \delta)}{d} \tag{3.7}$$

onde s é o afastamento dado pelo deslocamento da mesa micrométrica e δ é a alteração da posição do assento e da palheta provocada pelo campo de pressão do escoamento. Ambos são lidos diretamente do experimento.

A posição radial da tomada de pressão é obtida de forma distinta nos dois tipos de palheta. Na palheta-1 a localização das tomadas é fixa e conhecida. Na palheta-2 a posição radial da tomada de pressão é obtida da posição do cursor que contém a tomada, utilizando-se um transdutor indutivo de deslocamento conectado a um registrador X-Y.

4 - ESCOAMENTO PARA PEQUENOS AFASTAMENTOS ENTRE PALHETA E ASSENTO

4.1 - Introdução

Neste capítulo é apresentada a solução numérica do escoamento para pequenos afastamentos entre palheta e assento.

As dimensões da palheta e do assento são fixadas como àquelas do experimento, ou seja, e/d= 0,933 e D/d= 3.

Inicialmente é apresentada a formulação do problema, bem como alguns detalhes sobre a solução numérica. Posteriormente, a solução numérica é validada através da comparação com soluções analíticas e resultados experimentais. Por último são apresentados alguns resultados e conclusões.

4.2 - Formulação do problema

A Fig. 4.1 mostra a geometria do escoamento para o sistema de válvula em questão.

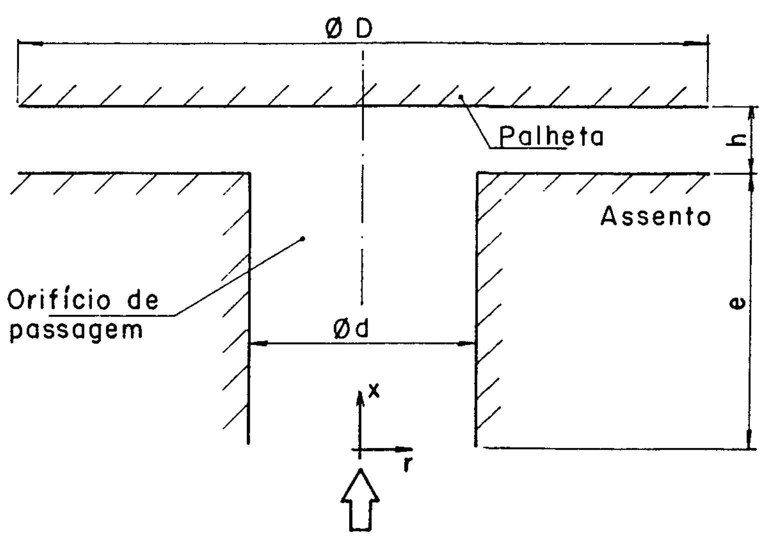


Fig. 4.1 - Geometria do escoamento

A alimentação de ar para o difusor ocorre através do orifício de passagem de diâmetro d e comprimento e. A região onde foi colocado o orifício é denominada assento e o disco superior é denominado palheta, fazendo alusão a válvulas tipo palheta, utilizadas em compressores alternativos. O diâmetro da palheta é D e o afastamento entre a palheta e o assento é h.

No orifício de passagem o escoamento é axial (direção x). Ao atingir a palheta o escoamento é defletido e passa a ser radial (direção r).

Como o escoamento é axissimétrico, somente metade do difusor necessita ser incluída no domínio de cálculo.

As hipóteses assumidas para o escoamento são:

(i) fluido Newtoniano

(ii) escoamento incompressível e laminar

(iii) regime permanente

As equações que governam este problema hidrodinâmico são as equações de Navier-Stokes e a equação da continuidade. No presente caso, estas equações são expressas por:

$$U\frac{\partial U}{\partial X} + V\frac{\partial U}{\partial R} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re}\left[\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}\left(R\frac{\partial U}{\partial R}\right)\right] \qquad (4.1)$$

$$U\frac{\partial V}{\partial X} + V\frac{\partial V}{\partial R} = -\frac{\partial P}{\partial R} + \frac{1}{Re}\left[\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}\left(R\frac{\partial V}{\partial R}\right)\right] - \frac{1}{Re}\frac{V}{R^2} \qquad (4.2)$$

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}(RV) = 0 \qquad (4.3)$$

onde U e V são, respectivamente, as componentes axial (direção x) e radial (direção r) da velocidade, P é a pressão e Re é o número de Reynolds. Ao escrever as equações (4.1) a (4.3) as seguintes adimensionalizações foram adotadas,

$$X = \frac{x}{d} \quad , \quad R = \frac{r}{d}$$

$$U = \frac{u}{\bar{u}} \quad , \quad V = \frac{v}{\bar{u}} \qquad (4.4)$$

$$P = \frac{p}{\rho \bar{u}^2} \quad , \quad Re = \frac{\rho \bar{u}\, d}{\mu}$$

onde ρ é a massa específica e μ é a viscosidade dinâmica do fluido, que escoa no orifício de passagem com velocidade média axial $\bar{u}$.

As condições de contorno a serem satisfeitas por U e V serão discutidas a seguir. Para tal, a Fig. 4.2 foi preparada. Esta figura mostra o domínio de cálculo usado para o escoamento na presente análise.

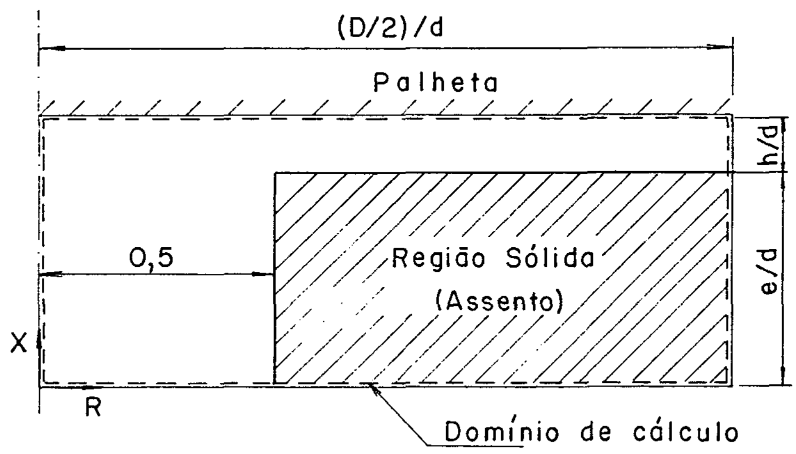


Fig. 4.2- Domínio de cálculo do escoamento

Nas paredes do assento e da palheta U =V =0, e no eixo de simetria $V = \frac{\partial U}{\partial R} = 0$. Na entrada do orifício de passagem V = 0, e para a velocidade U, dois perfis foram testados: o plano (U=1), e o parabólico, $(U=2(1 - 4R^2))$. Para afastamentos reduzidos, como é o caso na presente análise, verificou-se que a forma dos perfis de velociade na entrada do orifício praticamente não afeta a distribuição de pressão na palheta. Isto se deve ao fato de que o fluido, nestes afastamentos, sofre uma grande aceleração ao aproximar-se do difusor fazendo com que haja uma grande deformação do perfil de velocidade mais à montante, tornando irrelevante a forma original deste perfil. Para a obtenção da solução numérica, mostrada neste capítulo, foi usado o perfil de velocidade plano.

Na saída do difusor as condições de contôrno usadas foram aquelas para escoamento plenamente desenvolvido, $\frac{\partial}{\partial R}(RV) = 0$ e $U = 0$.

Resumindo, tem-se que,

$$
\begin{array}{lll}
U=V=0 \quad \text{para} & X=(e/d + h/d) & \text{e } 0 < R < (D/2)/d \\
 & X=e/d & \text{e } 0,5 < R < (D/2)/d \\
 & 0 < X < e/d & \text{e } R=0,5 \\
V=\partial U/\partial R=0 \quad \text{para} & 0 < X < (e/d + h/d) & \text{e } R=0 \\
V=0 \text{ e } U=1 \quad \text{para} & X=0 & \text{e } 0 < R < 0,5 \\
\partial(RV)/\partial R=U=0 \quad \text{para} & e/d < X < (e/d + h/d) & \text{e } R=(D/2)/d
\end{array}
\qquad (4.5)
$$

As equações diferenciais junto com as condições de contôrno anteriores, completam a formulação do problema. O único parâmetro não geométrico do problema é o número de Reynolds Re. A geometria do problema é caracterizada pelas grandezas e/d, h/d e D/d.

4.3 - Solução numérica

As equações diferenciais (4.1), (4.2) e (4.3) foram resolvidas numericamente pelo método dos volumes finitos. Uma rápida descrição deste método é apresentada a seguir. Informações adicionais sobre o método podem ser obtidas em [16].

Inicialmente o domínio de solução é dividido em pequenos volumes de controle que não se sobrepõem. As equações diferenciais são então integradas em cada um destes volumes de controle. Desta integração resultam equações algébricas que, quando resolvidas, fornecem os campos de velocidade e pressão.

Na solução das equações algébricas sujeitas às condições de contorno (4.4) foi utilizado o algoritmo SIMPLER [13]. Este algoritmo de solução tem sido comumente empregado na solução de escoamentos de fluidos. Para acelerar a convergência na obtenção da solução, o algoritmo de correção em bloco de [17] foi implementado no programa computacional.

A região sólida do assento inclusa no domínio de cálculo (Fig. 4.2) foi tratada como se naquela região a viscosidade do fluido fosse infinita [18]. Tal técnica dispensa um tratamento diferenciado para a região sólida.

4.4 - Malha

Na determinação da malha a ser utilizada na integração das equações diferenciais, alguns cuidados devem ser tomados. Tais cuidados estão relacionados com:

(i) existência de altos gradientes de velocidade no escoamento

(ii) existência de difusão falsa no método numérico

(iii) tempo de CPU

Quando há elevados gradientes de uma determinada variável numa região, a malha, nesta região, deve ser suficientemente refinada para registrar tais gradientes. Para pequenos afastamentos e elevados números de Reynolds, ocorrem junto à parede na saída do orifício de passagem enormes gradientes de velocidade. Ali, portanto, é necessário que um grande número de pontos nodais sejam colocados.

A difusão falsa é um incoveniente de origem essencialmente numérica. Quando as grandezas de interesse estão sendo calculadas, contribuições fisicamente inexistentes podem estar sendo incluídas nas equações se o vetor velocidade não estiver alinhado com uma das linhas de coordenadas. Maiores detalhes sobre a difusão falsa podem ser obtidos em [19].

No escoamento em análise no presente trabalho, o ar ao atingir o difusor é forçado a se defletir junto à palheta mudando sua direção. Justamente nesta região de transição, onde o vetor velocidade fica inclinado em relação ã malha, a difusão falsa pode ocorrer em níveis consideráveis.

Para avaliar a intensidade da difusão falsa usou-se a equação (4.6), recomendada por [16], que fornece valores locais da difusão falsa. Tal expressão é apresentada a seguir, fazendo uso da nomenclatura apresentada na Fig. 4.3.

$$\Gamma_f = \frac{UR_{i,j}\ X_i\ Y_j\ \mathrm{sen}(2\theta_{i,j})}{4\ (Y_j\ \mathrm{sen}(\theta_{i,j})^3 + X_i\ \cos(\theta_{i,j})^3)} \qquad (4.6)$$

onde

$$UR_{i,j} = (UM_{i,j}^{\ 2} + VM_{i,j}^{\ 2})^{1/2} \qquad (4.7)$$

$$\theta_{i,j} = \mathrm{ARC\ tg}(VM_{i,j}/UM_{i,j}) \qquad (4.8)$$

e

$$UM_{i,j} = (U_{i,j} + U_{i+1,j})/2 \qquad (4.9)$$

$$VM_{i,j} = (V_{i,j} + V_{i,j+1})/2 \qquad (4.10)$$

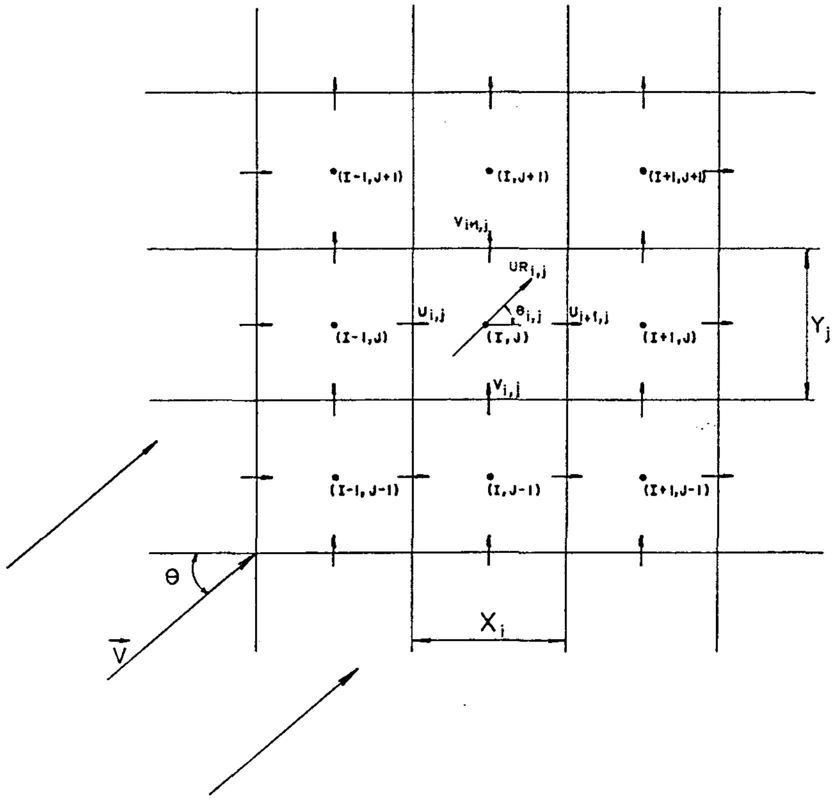


Fig. 4.3- Problema de convecção definido num plano bi-dimensional

Na equação (4.6) observa-se que a difusão falsa no ponto (I,J), é diretamente proporcional ao módulo do vetor velocidade, $UR_{i,j}$, e é máxima para $\theta = 45^o$.

Esta expressão foi implementada no algoritmo de cálculo e permitiu a obtenção do campo da difusão falsa no escoamento. Este campo é apresentado na Fig. 4.4, para uma malha utilizada no início da análise do escoamento.

É interessante notar algumas características do campo da difusão falsa. Conforme pode ser observado na Fig. 4.4, na saída do orifício, onde o escoamento é obrigado a se defletir, devido à presença da palheta, a difusão falsa é elevada. Tal fato se deve à inclinação das linhas de corrente nesta região do escoamento.

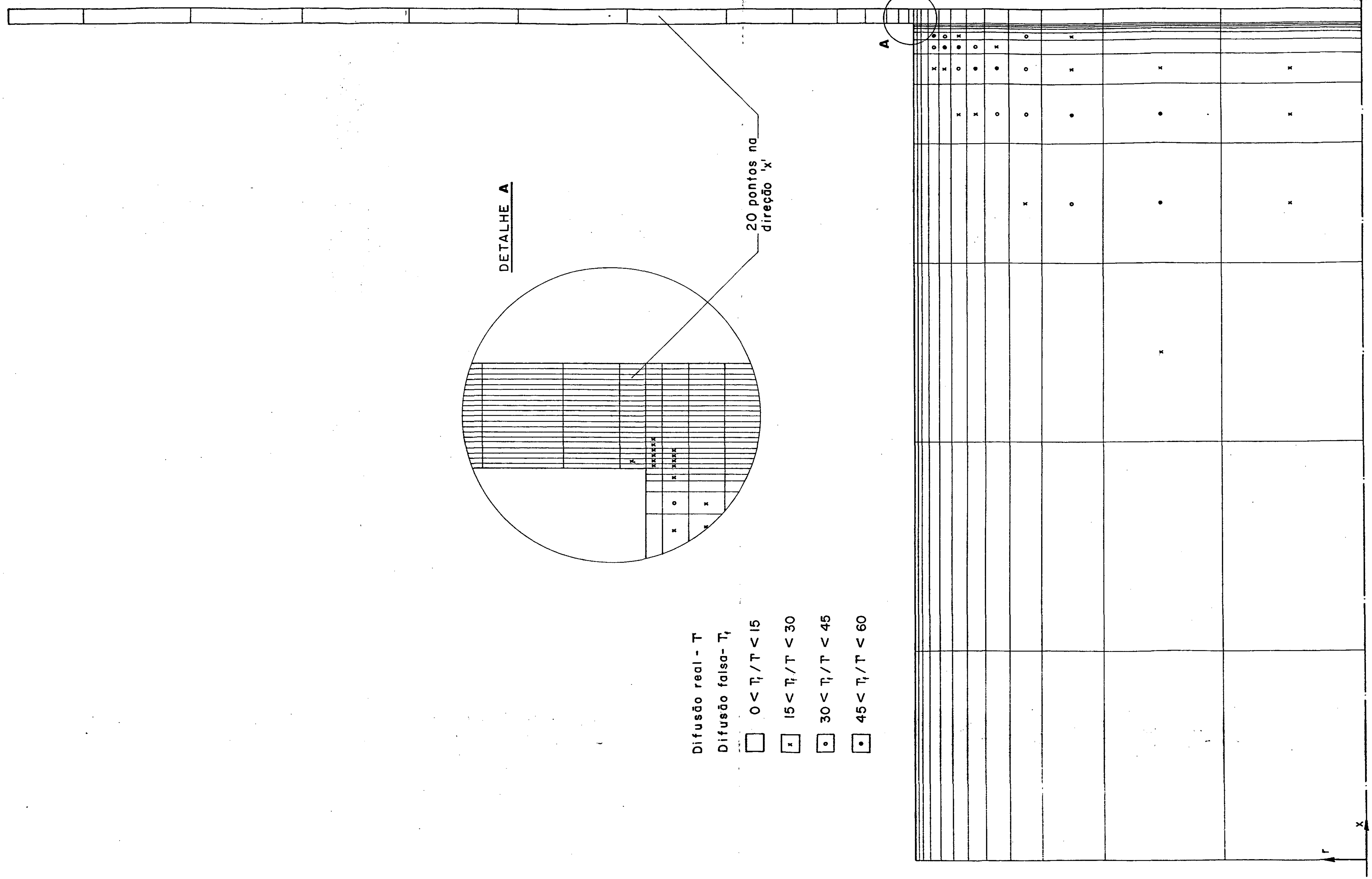


Fig. 4.4 - Malha utilizada no início da análise do escoamento

Na entrada do difusor, devido ao efeito combinado de altas velocidades e ângulos de inclinação do vetor velocidade próximos de 45^{o} , a existência da difusão falsa torna-se um sério problema, e chega a atingir valores muito maiores que os da difusão real.

A presença de difusão falsa introduz erros na solução das equações diferenciais, e, desta forma, deve ser evitada. Existem algumas técnicas para minimizar a difusão falsa. Algumas delas, comumente usadas, são:

(i) Refino da malha

(ii) Emprego de esquemas numéricos de discretização das equações que envolvam 9 pontos nodais (o presente esquema envolve 5 pontos nodais)

(iii) Alinhamento da malha com o vetor velocidade

Neste trabalho, optou-se por um refino de malha por não representar alterações profundas no algoritmo computacional.

O campo da difusão falsa no escoamento permitiu que um refino maior da malha fosse feito nas regiões mais críticas. No processo de refinamento, realizado aos poucos, observava-se a variação da difusão falsa e a variação da solução numérica a cada nova malha. Neste processo, o tempo computacional e o número de pontos nodais utilizados são fatores limitantes. Por isto, a escolha da malha a ser utilizada na obtenção das soluções numéricas representou um compromisso entre as melhorias oferecidas por uma malha com um maior número de pontos nodais e o tempo computacional necessário para se obter uma solução convergida.

A Fig. 4.5 mostra a malha utilizada para a obtenção da solução numérica do escoamento na presente análise. Um total de 2710 pontos nodais foram empregados, sendo 1120 na região do orifício de passagem e 1590 na região do difusor.

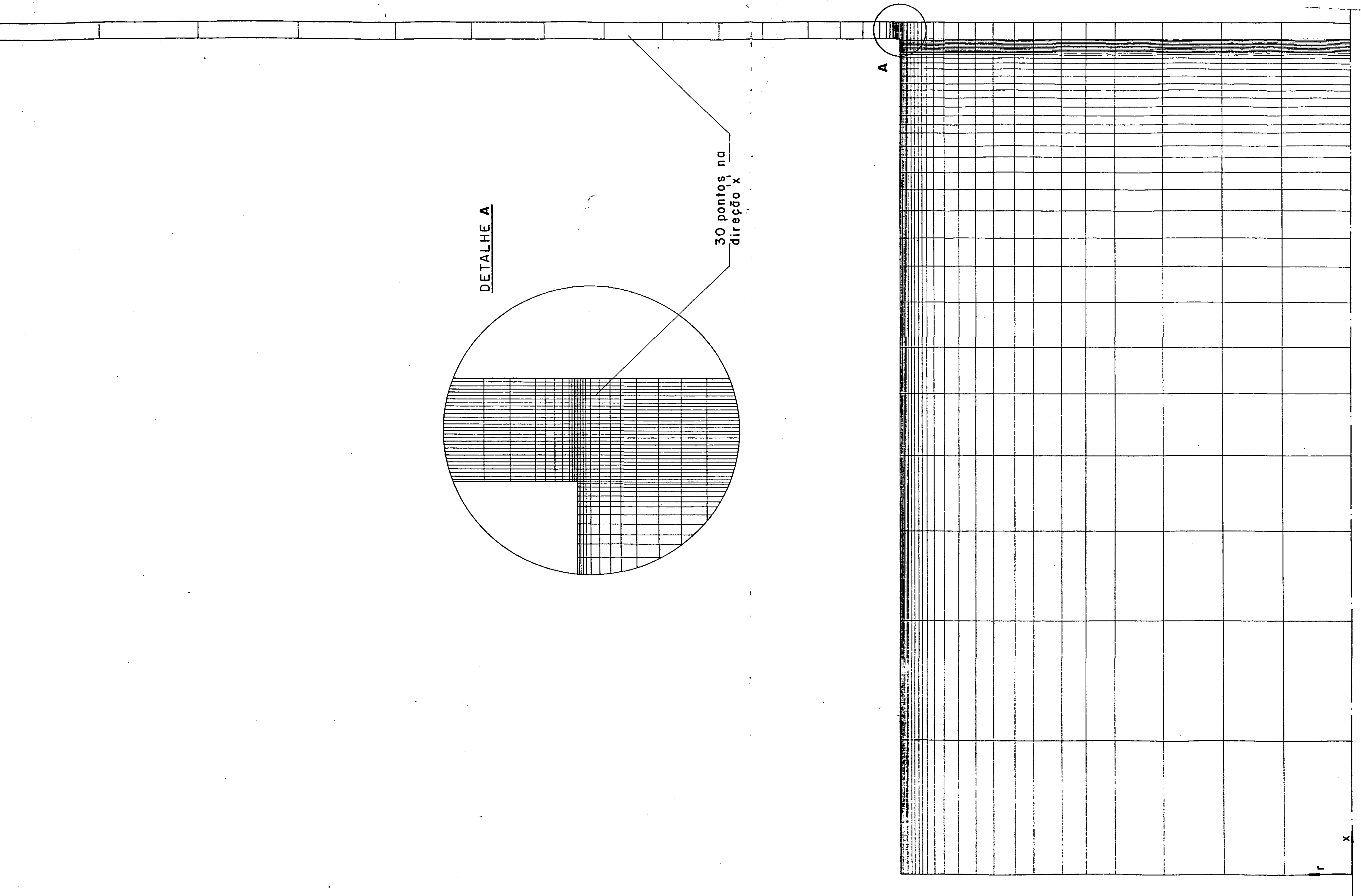


Fig. 4.5 - Malha utilizada na obtenção da solução numérica do escoamento.

4.5- Validação da solução numérica

4.5.1 - Comparação com soluções analíticas

Para pequenos afastamentos e baixos números de Reynolds, onde os efeitos viscosos predominam sobre os efeitos de inércia, é possível obter soluções analíticas aproximadas para a distribuição de pressão na palheta.

Desprezando-se os termos de inércia e assumindo escoamento plenamente desenvolvido, a equação do movimento é facilmente integrada e fornece o seguinte perfil de pressão no difusor,

$$P^*(R) = \left[3/(h/d)^3\right]/Re \quad \ln\left[0,5(D/d)R\right] \qquad (4.11)$$

onde

$P^*(R)$ - pressão adimensional na posição R $(=p/(\rho\bar{u}^2)/2)$

h/d - afastamento adimensional entre palheta e assento

Re - número de Reynolds $(= \rho\bar{u}d/\mu)$

D/d - relação entre o diâmetro da palheta, D, e o diâmetro do orifício de passagem, d

R - posição radial adimensional $(= r/d)$

A Fig. 4.6 mostra, para Re = 70 e h/d = 0,01, uma comparação entre a pressão no difusor obtida através da equação (4.11) e aquela obtida numericamente. Conforme pode ser observado, existe uma excelente concordância entre as duas soluções.

4.5.2 - Comparação com resultados experimentais

Tanto a análise experimental como a análise numérica do escoamento em difusores radiais para pequenos afastamentos entre os discos é bastante complexa.

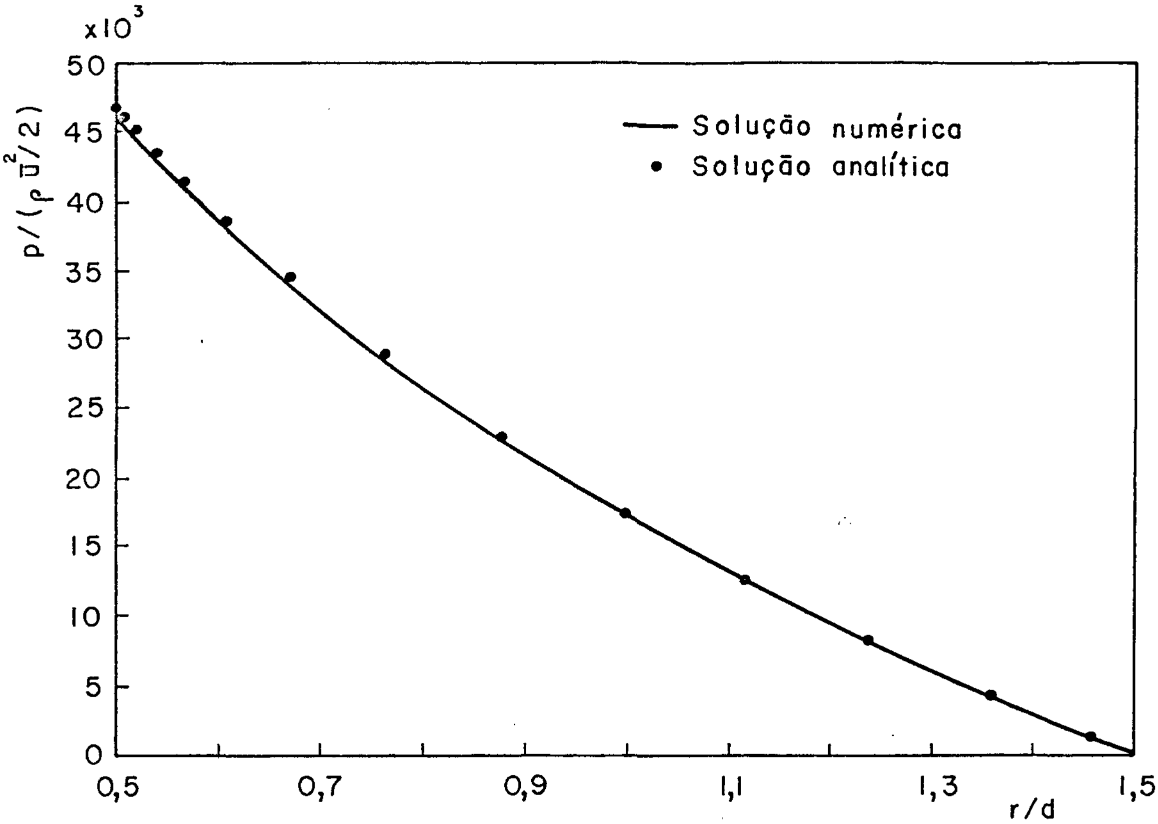


Fig. 4.6- Comparação entre as distribuições de pressão no difusor obtidas analítica e numericamente, para Re = 70 e h/d = 0,01

Antes de apresentar a comparação dos resultados, serão discutidos alguns procedimentos adotados que permitiram um maior controle sobre os resultados numérico e experimental. Com este controle foi possível eliminar fontes de erros, tanto na análise numérica como na experimental, que prejudicam a comparação dos resultados. Mais do que um simples relato, a discussão que se segue diz respeito a observações de caráter fundamental que devem ser consideradas em análises de escoamentos em difusores radiais, para pequenos afastamentos.

Os aspectos investigados, a fim de minimizar os erros associados tanto aos resultados experimentais como a solução numérica, foram:

(i) Palheta

No experimento utilizaram-se duas concepções de palheta: a palheta-1 e a palheta-2. Observou-se que a superfície da palheta-1 era um pouco curva. Nos afastamentos analisados, pequenas irregularidades geométricas no difusor podem ocasionar alterações significativas no escoamento. Outro fato importante é que na palheta-2 a distribuição de pressão é obtida de forma contínua ao longo da palheta, permitindo que se obtenha com maior facilidade e exatidão a simetria do escoamento. Além disso, a palheta-2 permite também obter-se a leitura dos dados experimentais num menor tempo, pois não necessita do processo fotográfico utilizado na palheta-1. Por estes motivos, optou-se pelo uso da palheta-2 para a obtenção da distribuição radial de pressão utilizada na comparação com os resultados numéricos.

(ii) Determinação do afastamento entre palheta e assento

Como apresentado no capítulo 2 (ver secção 2.2.4), o afastamento entre palheta e assento é um parâmetro importante na caracterização do escoamento. Pequenas variações nos afastamentos analisados neste trabalho representam mudança radical na distribuição de pressão sobre a palheta.

No entanto, a incerteza associada à medição do afastamento h no experimento é da ordem de ± 0,03 mm. Uma variação desta ordem no valor de h, dependendo do número de Reynolds, pode representar uma variação em torno de 20% na pressão de estagnação.

Desta forma, é necessário que se busquem outros meios de se determinar, com mais precisão, o valor de h. Neste trabalho, uma maior precisão nos valores de h foi conseguida com auxílio da solução numérica. Para um determinado valor de h comparou-se, para o menor número de Reynolds, as distribuições de pressão obtidas numérica e experimentalmente. A comparação foi realizada nos ramos das curvas de pressão ($r/d \geqslant 0,5$). Utilizando-se o valor de h medido experimentalmente e variando-o, se necessário, simulou-se numericamente vários escoamentos até conseguir-se boa concordância entre os resultados numérico e experimental. Quando a concordância era obtida assumia-se ser aquele o valor do afastamento entre palheta e assento, h. Posteriormente, mantendo-se o mesmo valor de h obtido para o menor Re, somente corrigindo-o com a deformação do sistema de posicionamento da palheta (ver capítulo 2), obtinham-se os afastamentos dos escoamentos restantes. A Fig. 4.7 apresenta a comparação entre os resultados experimentais e numéricos, para $Re = 2739$ e $h/d = 0,01332$, utilizando-se o procedimento anterior.

Utilizou-se, na determinação do afastamento, o menor número de Reynolds porque, nestes casos, a difusão falsa é menor. Além disso, a comparação dos resultados foi realizada nos ramos da curva de pressão ($r/d \geqslant 0,5$) porque nestas regiões o vetor velocidade está praticamente alinhado com as coordenadas da malha, eliminando, desta forma, a difusão falsa. Garante-se com os dois procedimentos anteriores, um mínimo de erro no resultado numérico decorrente da difusão falsa.

Na Tabela 4.1 são apresentados os valores dos afastamentos entre palheta e assento, h/d, obtidos no experimento e aqueles, os efetivos, obtidos com auxílio da solução numérica, utilizando-se o menor número de Reynolds, nas diversas faixas de afastamentos investigadas. Verifica-se que os valores dos afastamentos são muito próximos. O desvio máximo entre o afastamento obtido no experimento e o obtido com o procedimento anterior foi de

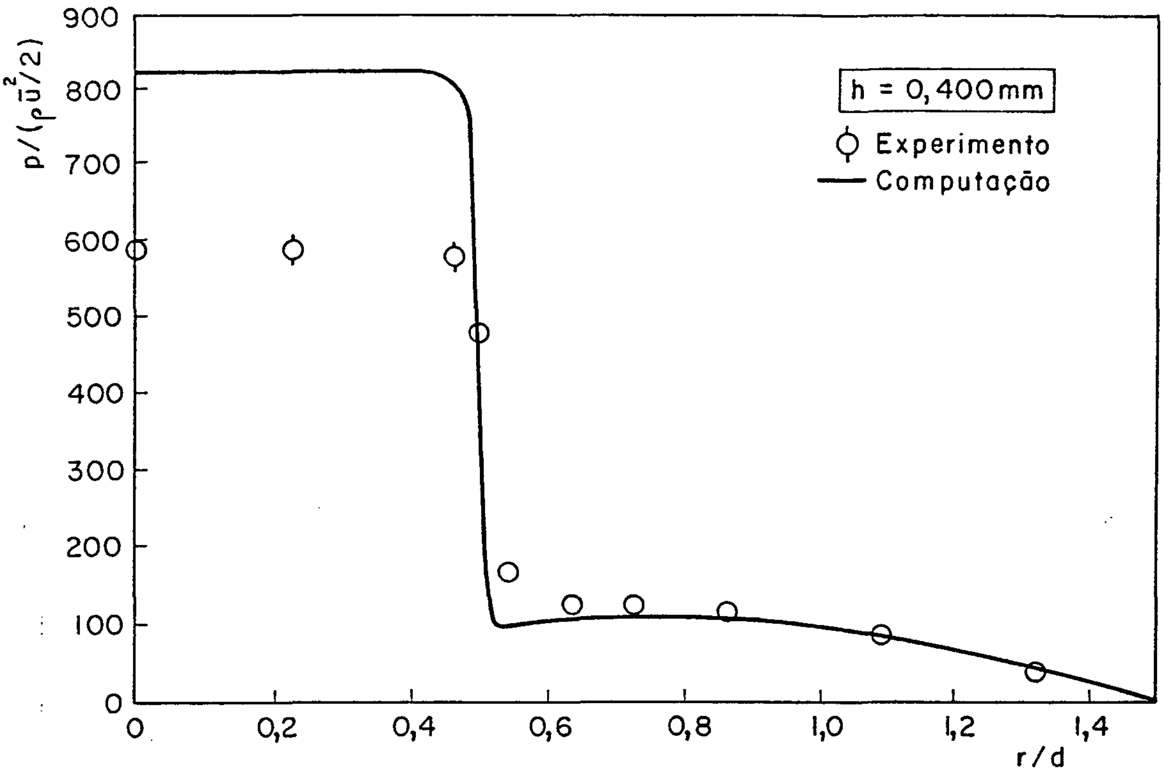


Fig. 4.7- Comparação entre os resultados experimentais e numéricos; para Re = 2739 e o afastamento h/d = 0,01332 determinado com auxílio da solução numérica

Tabela 4.1- Valores dos afastamentos, h/d, obtidos no experimento e aqueles obtidos com o auxílio da solução numérica

h (mm) Obtido no experimento	0,2.92	0,409	0,505	0,653
h (mm) Obtido c/ auxílio da sol. numérica	0,267	0,399	0,515	0,657

0,025 mm.

(iii) Refino de malha

Outro aspecto importante a ser considerado é a malha. Como discutido na secção 4.4, o refino adequado da malha tanto é importante devido aos altos gradientes no escoamento como também devido à presença da difusão falsa. A Fig. 4.8 mostra as soluções numéricas obtidas para o escoamento, com Re = 2739 e h/d=0,01332, utilizando-se a malha da Fig. 4.4 e a malha mais refinada da Fig. 4.5. Observa-se que o menor refino da malha da Fig. 4.4 altera de forma apreciável a distribuição de pressão na palheta. Quando refina-se a malha, a concordância entre os resultados numérico e experimental melhora principalmente na região do patamar de pressão (r/d ⩽ 0,5).

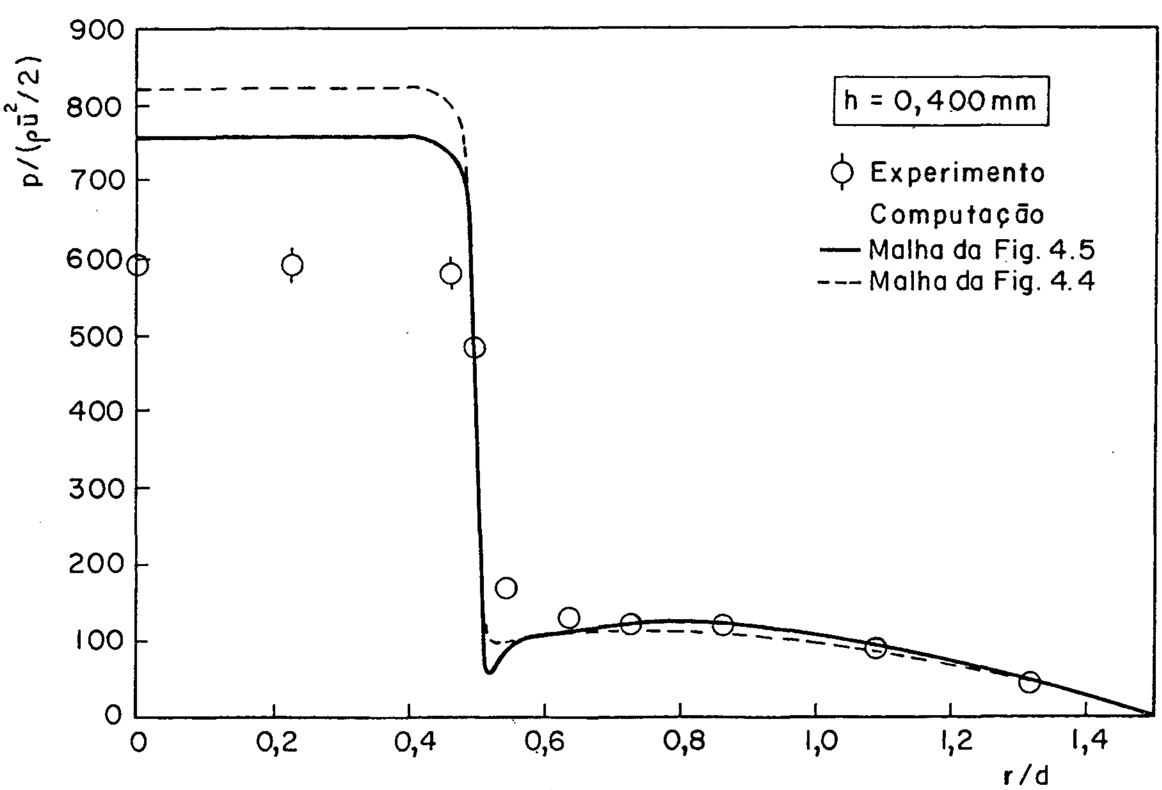


Fig. 4.8- Influência do refino de malha sobre a solução numérica; para h/d = 0,01332 e Re = 2739

(iv) Alteração do afastamento entre palheta e assento

A deformação do sistema de posicionamento da palheta (ver capítulo 2), causada pelo campo de pressão do escoamento, faz com que o afastamento h/d seja alterado. Caso as deformações não sejam consideradas, a solução numérica do escoamento será obtida para um afastamento h/d diferente daquele do experimento. Como viu-se naquele capítulo, mesmo para valores de deformações muito pequenos, a variação da distribuição de pressão é muito elevada. Portanto, a deformação deve ser levada em consideração na obtenção da solução numérica. A Fig. 4.9 mostra, para Re = 2739, a variação da distribuição de pressão quando é incluída a deformação do sistema de posicionamento.

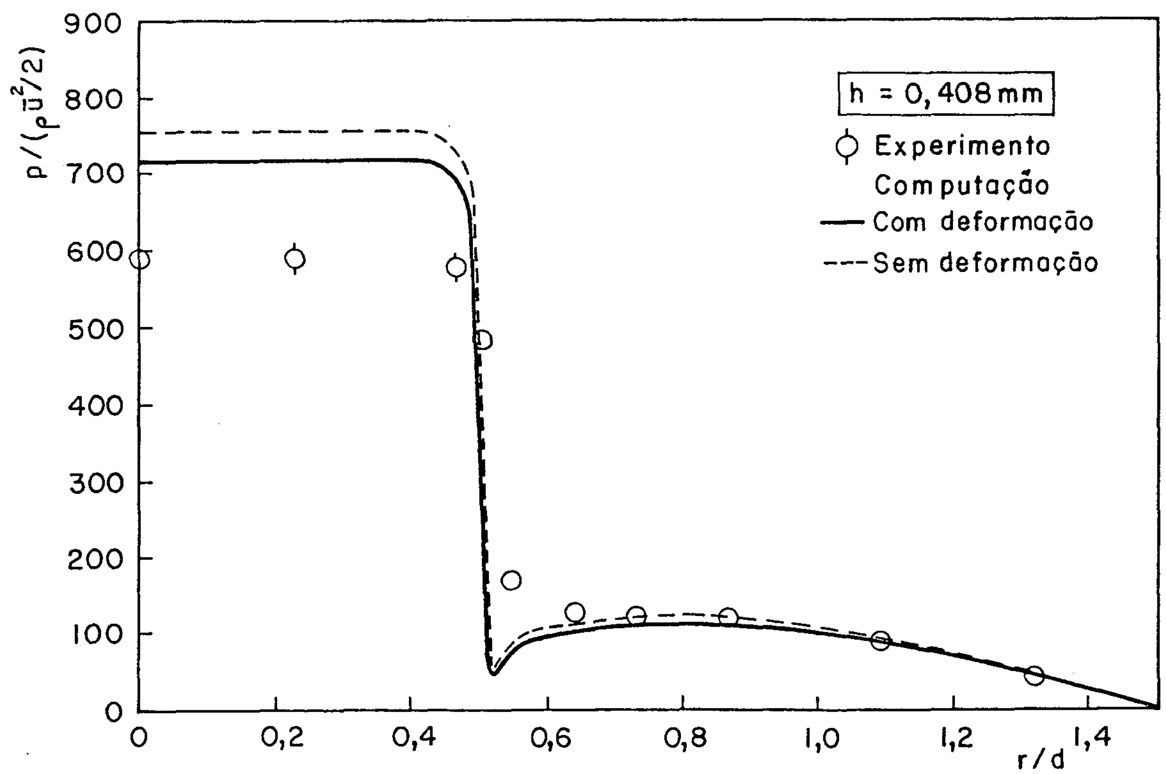


Fig. 4.9- Influência da alteração do afastamento h/d sobre o escoamento; para Re = 2739

(v) Resposta do transdutor de pressão

Como observa-se na Fig. 4.9, a distribuição de pressão possui um enorme gradiente na entrada do difusor (r/d = 0,5). Nesta região, verifica-se uma discordância entre o resultado experimental e o numérico. No experimento a distribuição de pressão é obtida através do deslocamento de um cursor, contendo uma tomada de pressão central, ao longo do diâmetro da palheta. Tendo em vista a discordância dos resultados na região do gradiente abrupto, resolveu-se investigar se o sistema de aquisição de sinal empregado era rápido o suficiente, quando a tomada de pressão do cursor passava por aquela região, para registrar a variação brusca da pressão. No apêndice C apresenta-se o teste realizado para o sistema de aquisição de sinal nesta circunstância. Concluiu-se, através do teste,que o sistema de aquisição de sinal era suficientemente rápido para registrar tais gradientes.

(vi) Irregularidades geométricas no difusor

Devido ao pequeno afastamento entre palheta e assento deve-se tomar cuidado com as superfícies que fazem contato com o escoamento. Mesmo irregularidades ou imprecisões na geometria do difusor aparentemente pequenas necessitam de uma análise cuidadosa. Com esta preocupação, fez-se uma observação atenta do modelo experimental do difusor, constatando-se a existência de um pequeno chanfro na borda de saída do orifício de passagem.

De forma qualitativa, sabe-se que a presença do chanfro faz com que a separação do escoamento diminua. A discordância que observa-se na Fig. 4.9, na região do gradiente, está de acordo com o efeito da menor separação do escoamento no experimento devido ao chanfro.

Mediu-se o chanfro existente na borda da saída do orifício de passagem (apêndice D). Posteriormente, de posse da medida, aproximou-se o modelo numérico ao modelo experimental. Para incluir o chanfro no modelo numérico parte da região sólida do assento de bordas retas foi retirada. O procedimento utilizado foi o de mudar o valor da viscosidade daquela região, viscosidade infinita, para o valor da viscosidade do fluido. Como observa-se na Fig. 4.10, a forma da discretização do domínio de cálculo não permite a obtenção de um chanfro reto.

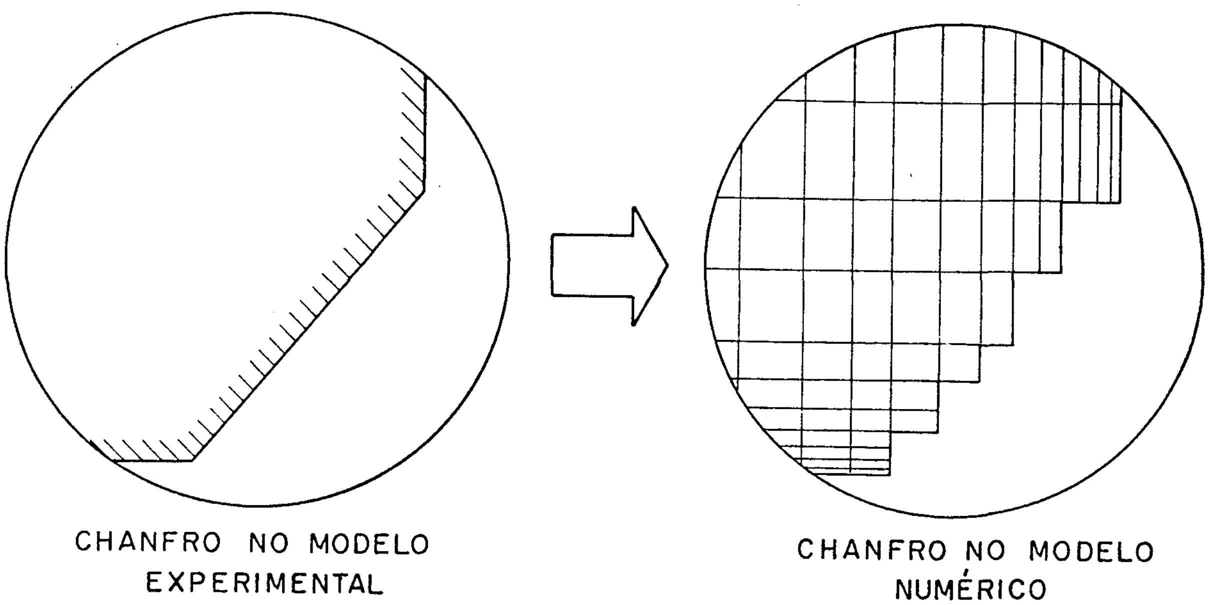


Fig. 4.10- Inclusão do chanfro no modelo numérico

A Fig. 4.11 mostra a variação causada na distribuição de pressão quando incluído o chanfro no modelo numérico. Observa-se na figura a boa concordância entre os resultados numérico e experimental. A região do patamar de pressão, embora ainda difira um pouco, aproximou-se também do resultado experimental.

Basicamente, foram estes os principais aspectos que foram analisados no presente trabalho. Embora tenha-se tomado muitos cuidados, acredita-se que ainda possam existir pequenas imprecisões nos modelos experimental e numérico.

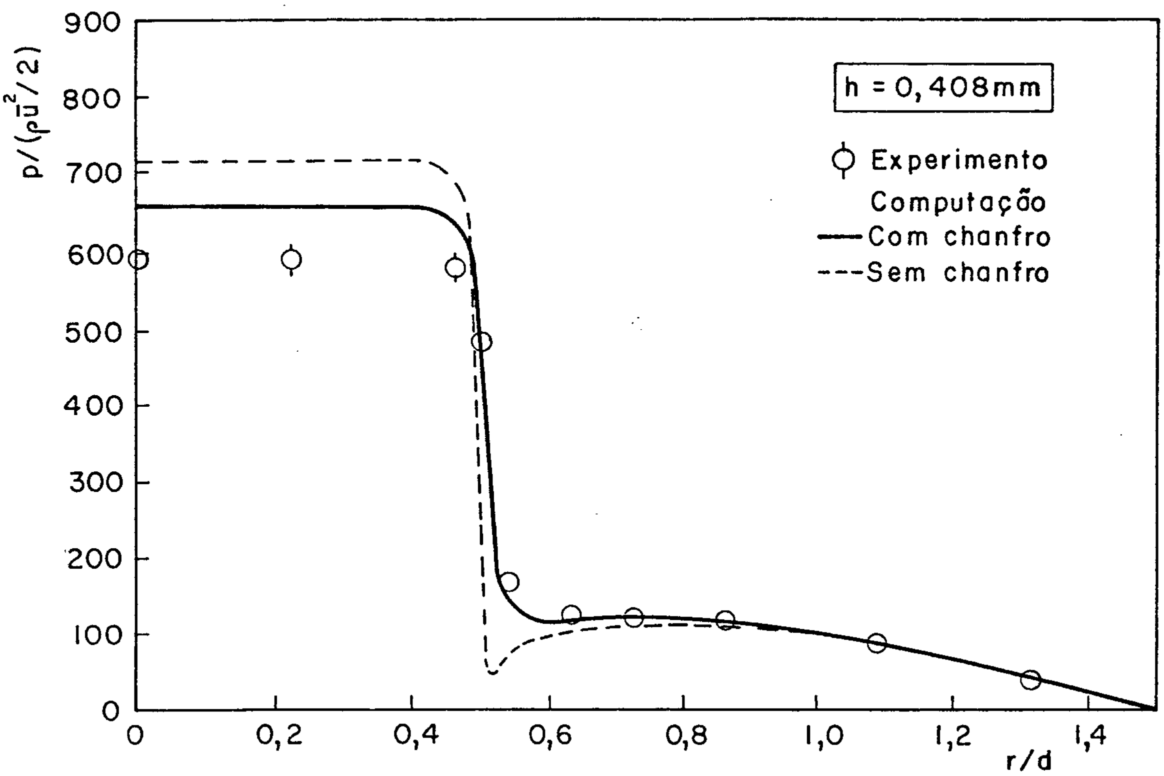


Fig. 4.11- Influência do chanfro na borda de saída do orifício de passagem sobre o escoamento

As Figs. 4.12 a 4.23 apresentam as comparações entre os resultados experimentais e numéricos, já considerando os aspectos anteriormente discutidos. Nestas comparações, quatro afastamentos característicos entre palheta e assento foram utilizados: h/d = 0,009; 0,013; 0,017 e 0,022. Para cada um deles, representa-se a faixa da vazão utilizada por intermédio de três números de Reynolds. Na abcissa de cada figura está a posição radial adimensional r/d enquanto que na ordenada está a pressão manométrica adimensional $p/(\rho\,\bar{u}^2)/2$. Em cada figura é indicado o afastamento dimensional entre palheta e assento bem como a incerteza associada ao valor medido (apêndice A).

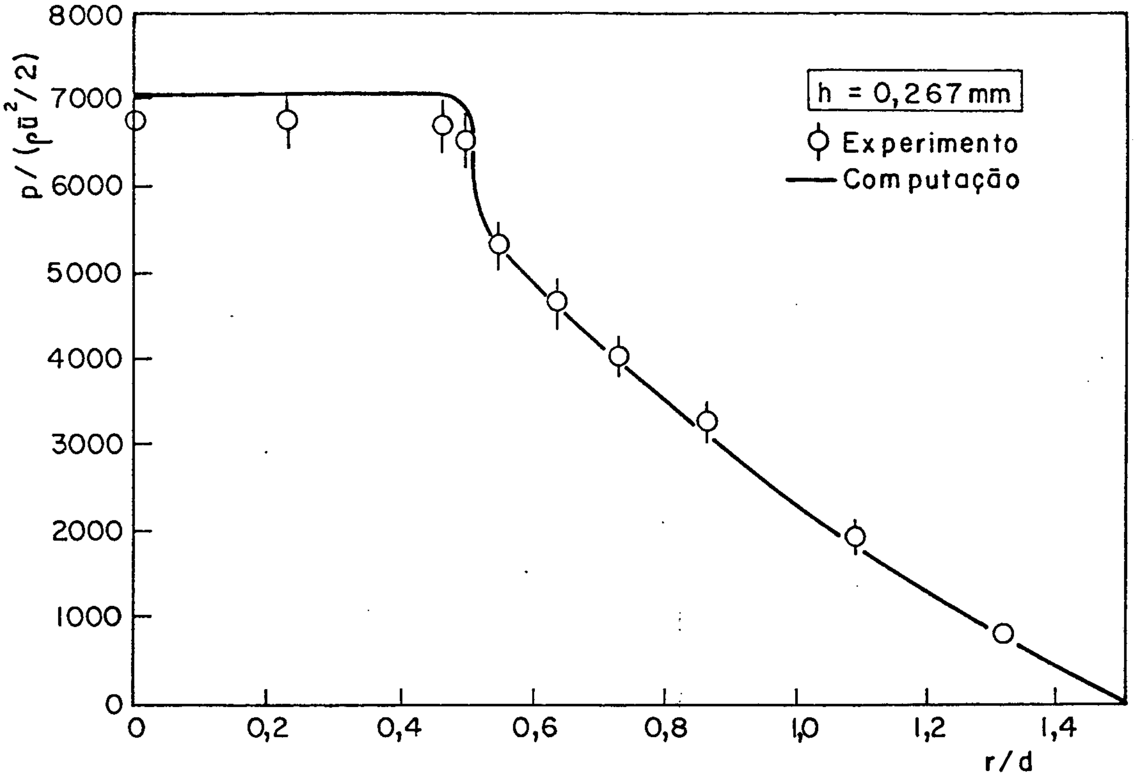


Fig. 4.12- Comparação entre os resultados numéricos e experimentais; h/d = 0,00890 e Re = 695

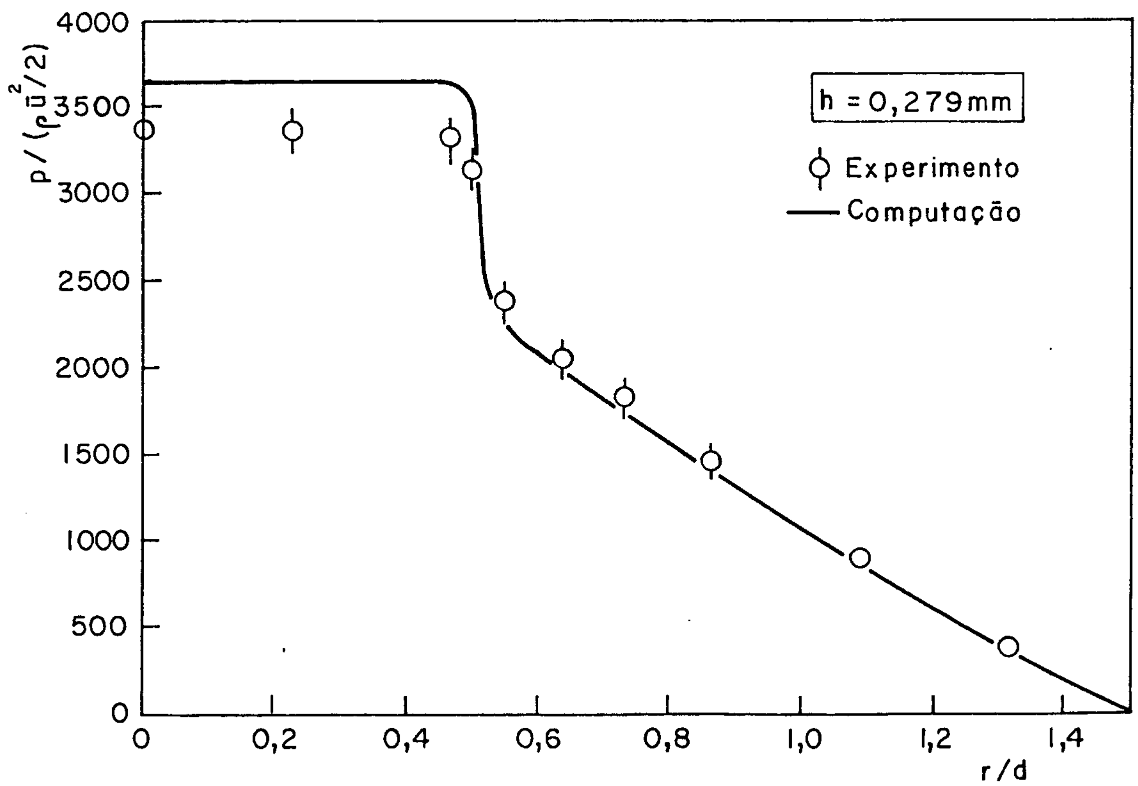


Fig. 4.13- Comparação entre os resultados numéricos e experimentais; h/d = 0,00930 e Re = 1251

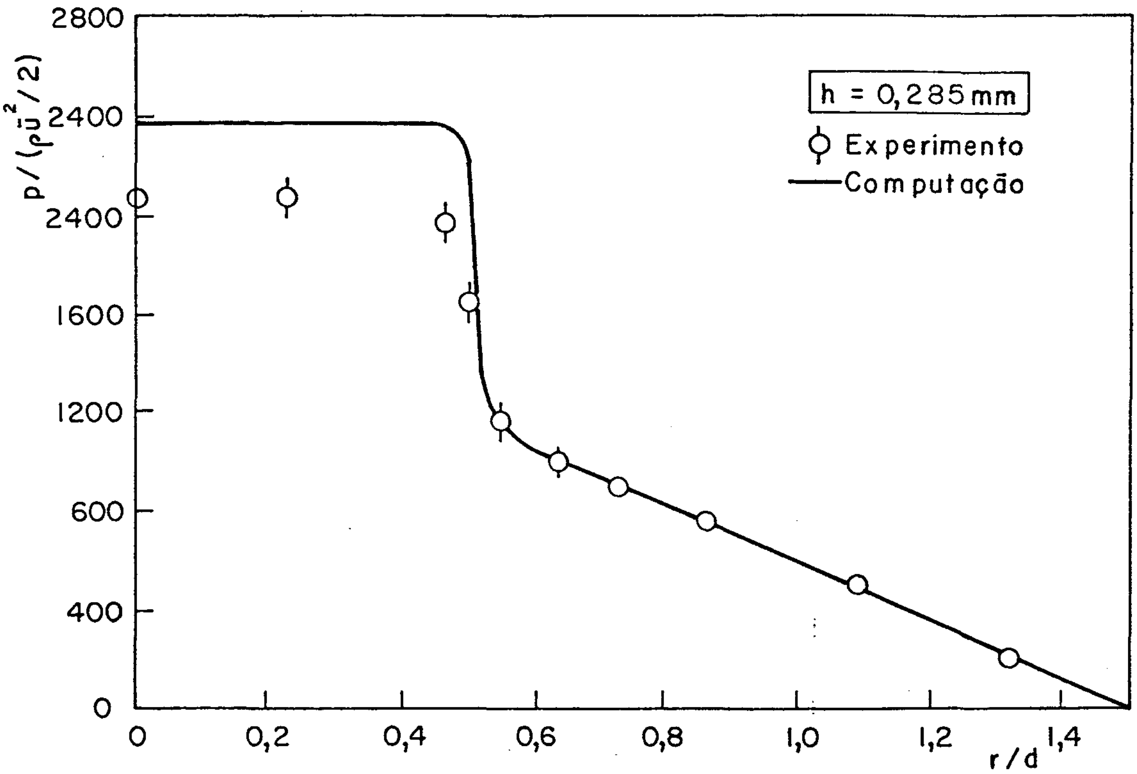


Fig. 4.14- Comparação entre os resultados numéricos e experimentais; h/d = 0,00950 e Re = 1910

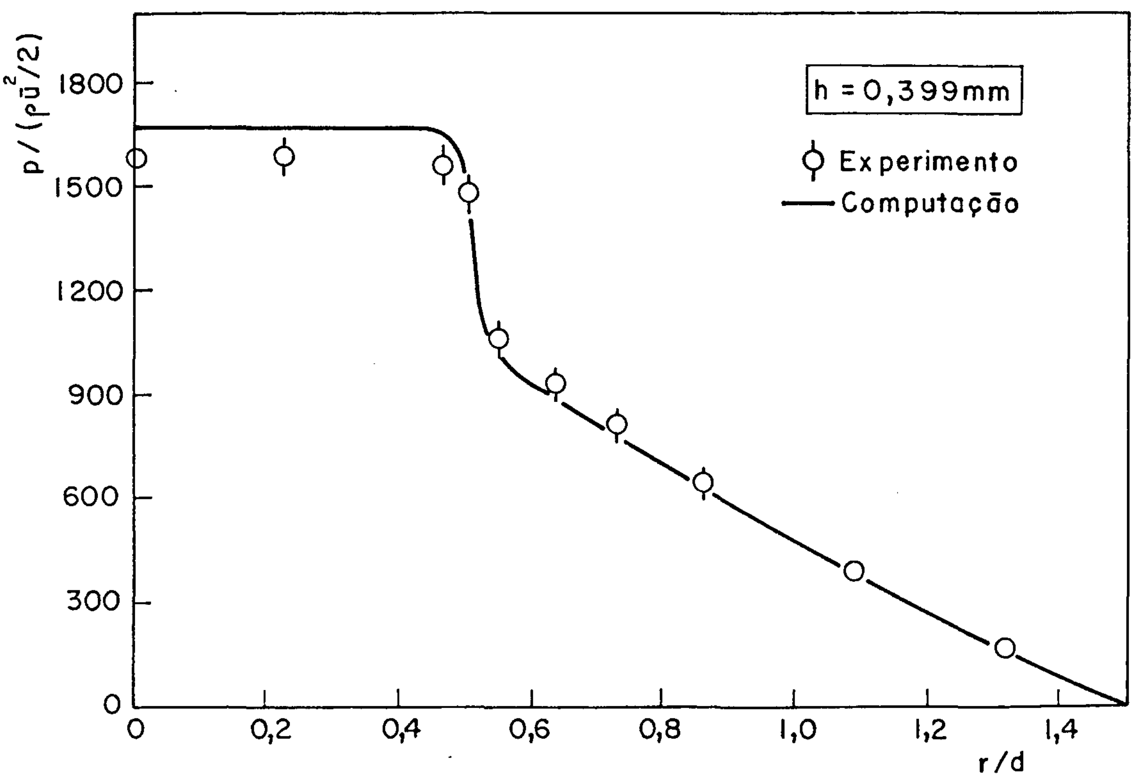


Fig. 4.15- Comparação entre os resultados numéricos e experimentais; h/d = 0,01330 e Re = 935

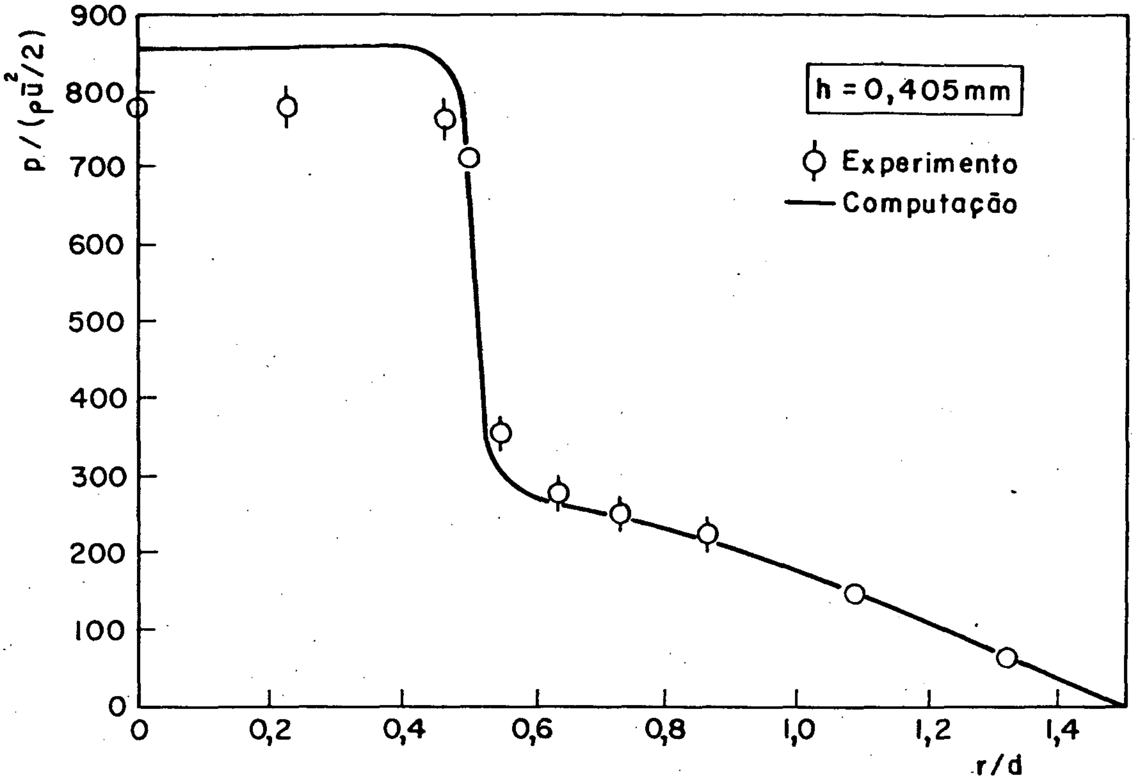


Fig. 4.16- Comparação entre os resultados numéricos e experimentais; h/d = 0,01350 e Re = 1972

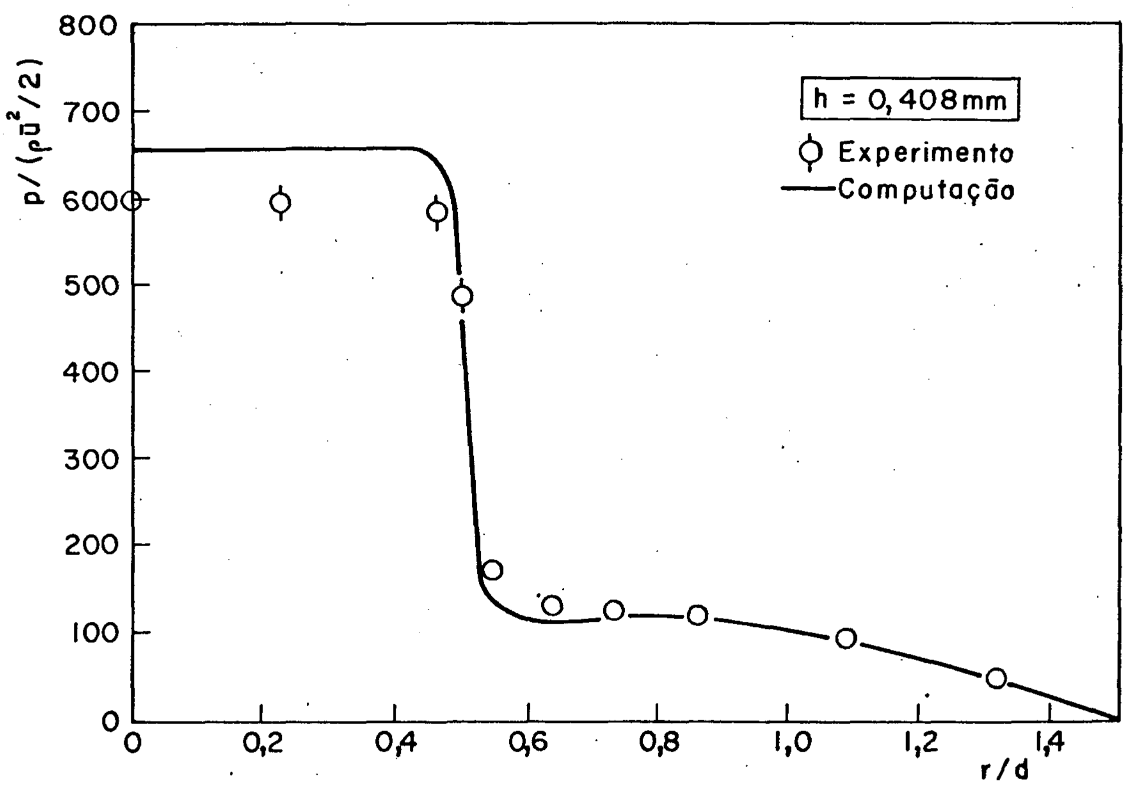


Fig. 4.17- Comparação entre os resultados numéricos e experimentais; h/d = 0,01360 e Re = 2739

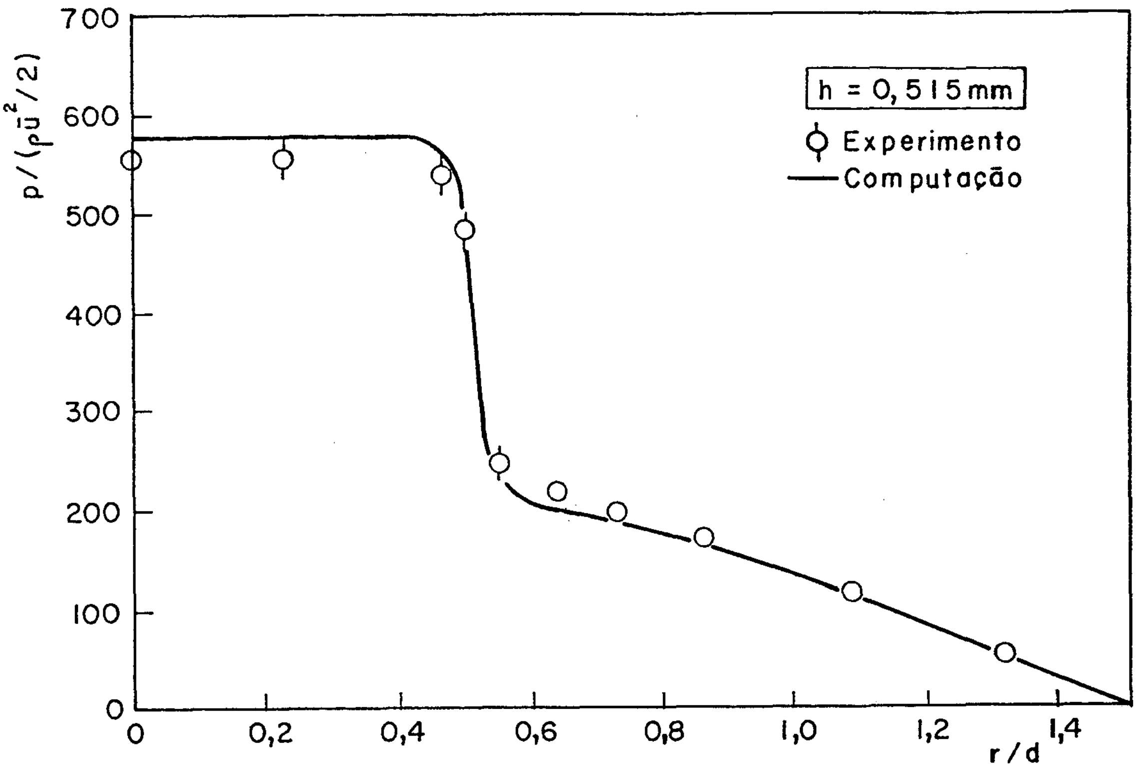


Fig. 4.18- Comparação entre os resultados numéricos e experimentais; h/d = 0,01717 e Re = 1390

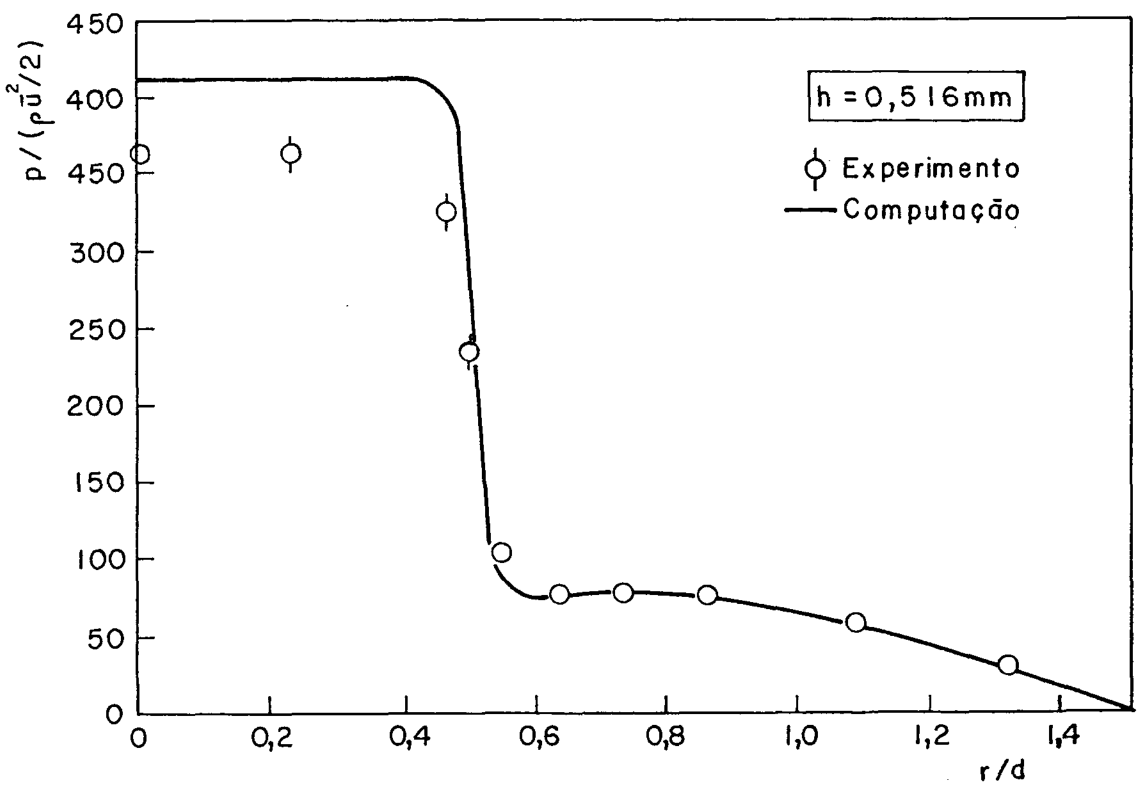


Fig. 4.19- Comparação entre os resultados numéricos e experimentais; h/d = 0,01720 e Re = 2136

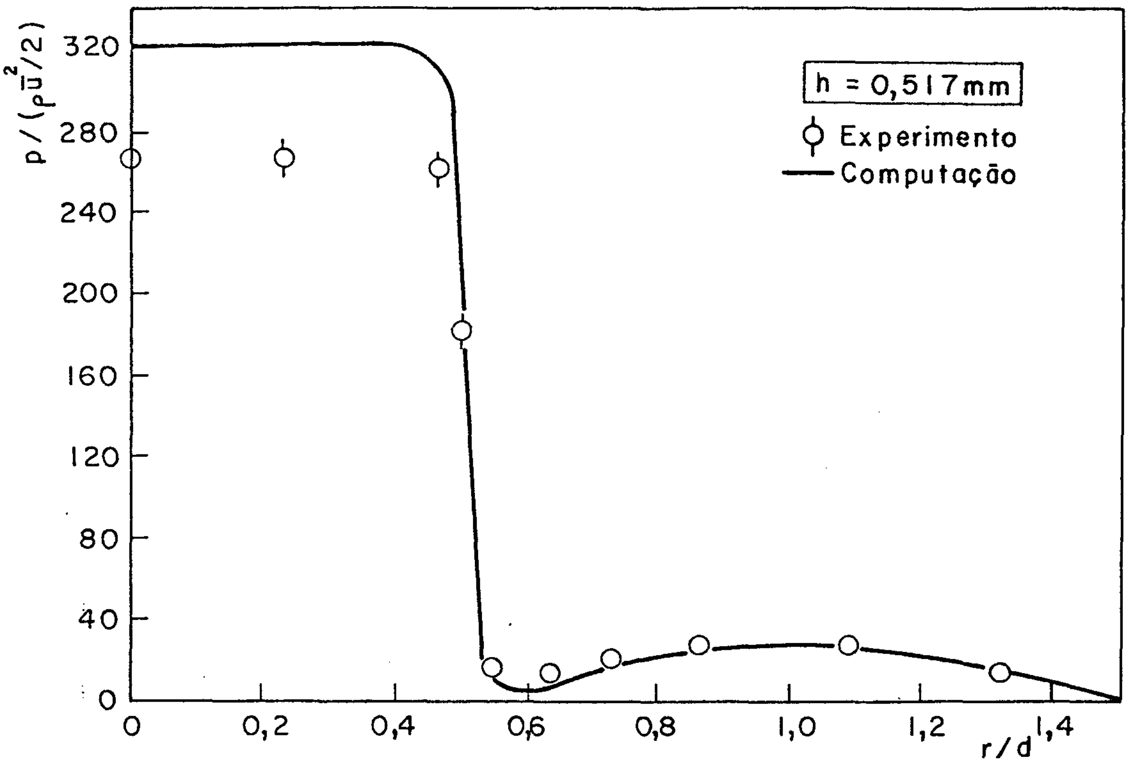


Fig. 4.20- Comparação entre os resultados numéricos e experimentais; h/d = 0,01723 e Re = 3060

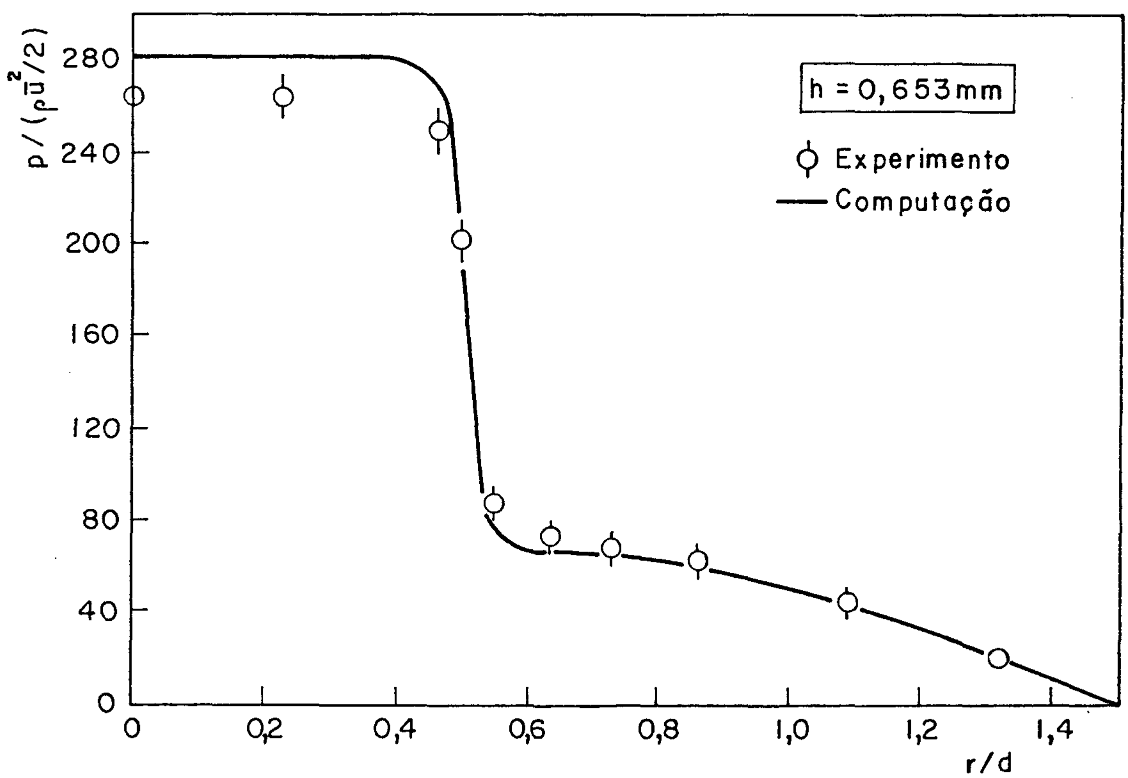


Fig. 4.21- Comparação entre os resultados numéricos e experimentais; h/d = 0,02177 e Re = 1500

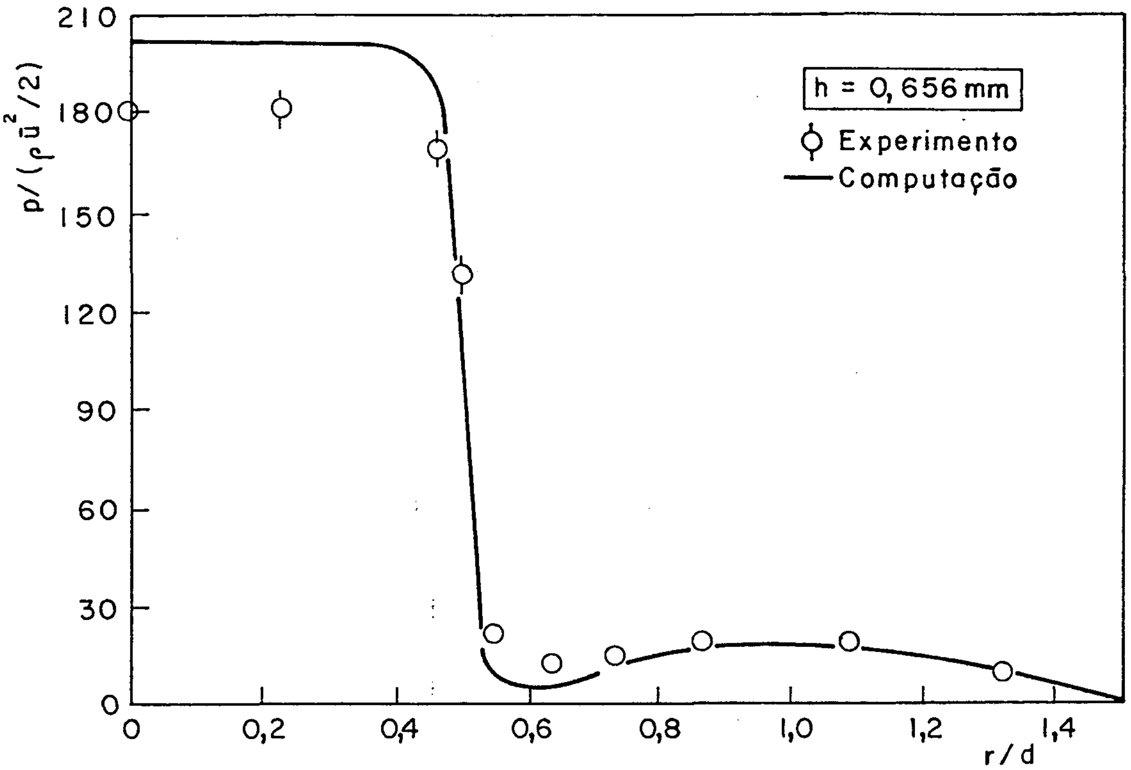


Fig. 4.22- Comparação entre os resultados numéricos e experimentais; h/d = 0,02187 e Re = 2367

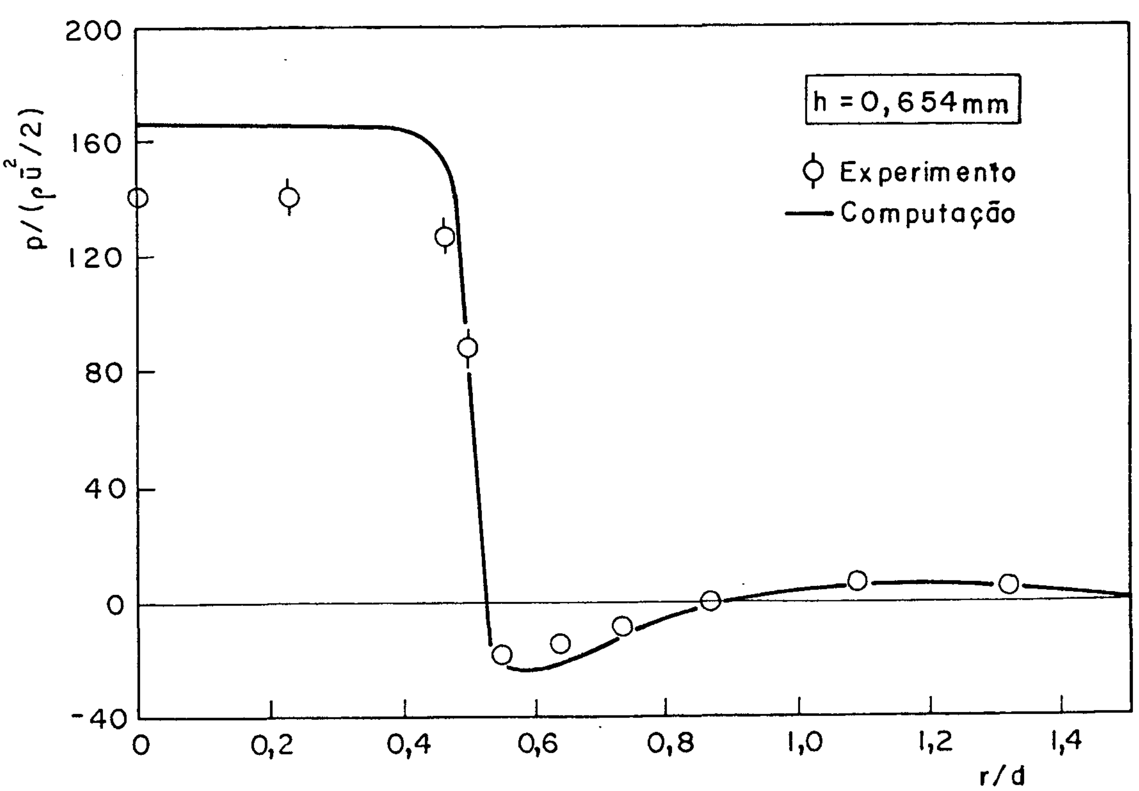


Fig. 4.23- Comparação entre os resultados numéricos e experimentais; h/d = 0,02180 e Re = 3343

Observa-se em todas as figuras a boa concordância, a exceção da região do patamar de pressão ($r/d \leqslant 0,5$), entre os resultados numérico e experimental ao longo do difusor. Note-se que para os menores números de Reynolds a diferença entre os resultados na região do patamar é menor.

4.6- Resultados

Os principais resultados a serem apresentados são a distribuição radial de pressão e a força axial resultante sobre a palheta. Porém, perfis de velocidade ao longo do difusor também são mostrados com o propósito de ter-se uma visualização do escoamento.

Os resultados são para uma relação entre o diâmetro da palheta e o diâmetro do orifício de passagem, D/d, igual a 3. Os afastamentos entre palheta e assento, h/d, analisados são: 0,01; 0,02 e 0,04. Para cada um deles, quatro números de Reynolds são utilizados: Re = 500; 900; 1800 e 3000.

As Figs. 4.24, 4.25 e 4.26 mostram para h/d = 0,01; 0,02 e 0,04, respectivamente, como a distribuição radial de pressão sobre a palheta varia em função do número de Reynolds.

Uma característica comum da distribuição de pressão em todas as curvas é a região de patamar ($r/d \leqslant 0,5$). Esta região corresponde à área da palheta que recebe frontalmente o impacto do fluido que escoa no orifício de passagem. O patamar de pressão é consequência do afastamento muito pequeno entre palheta e assento, que cria uma região central de estagnação do fluido. À medida que o afastamento aumenta a estagnação do fluido diminui e com isso a região de patamar também diminui.

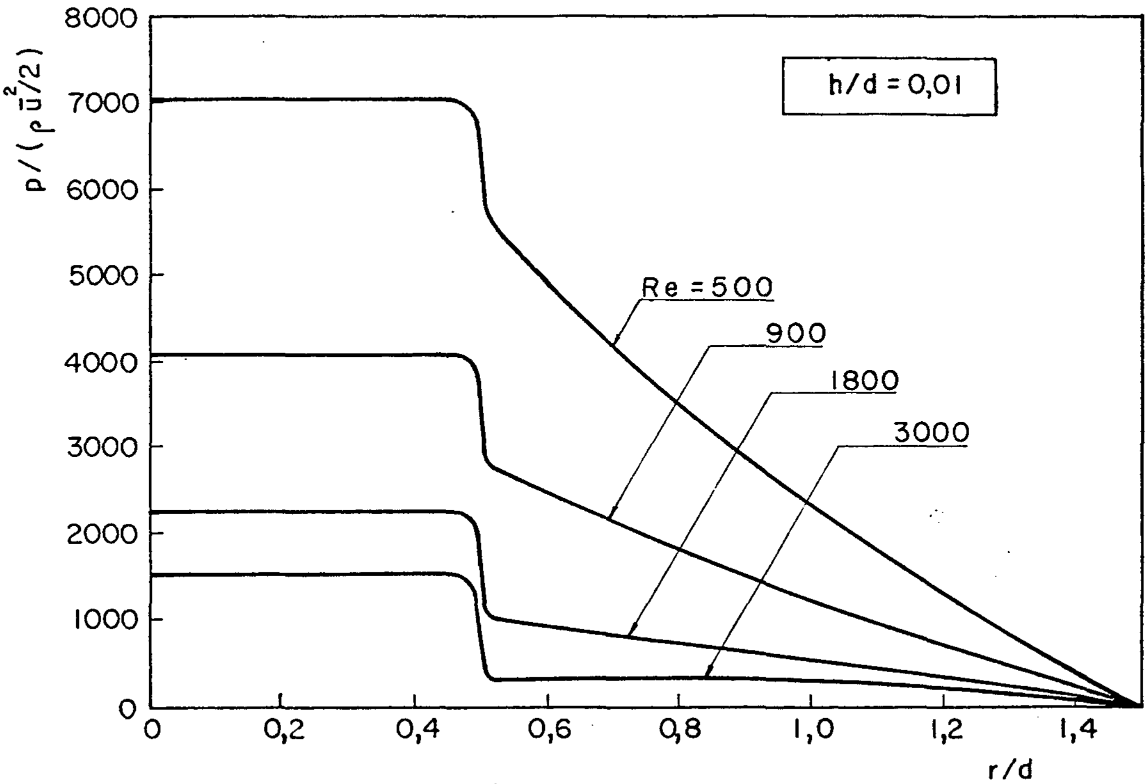


Fig. 4.24- Distribuição radial de pressão sobre a palheta; h/d = 0,01

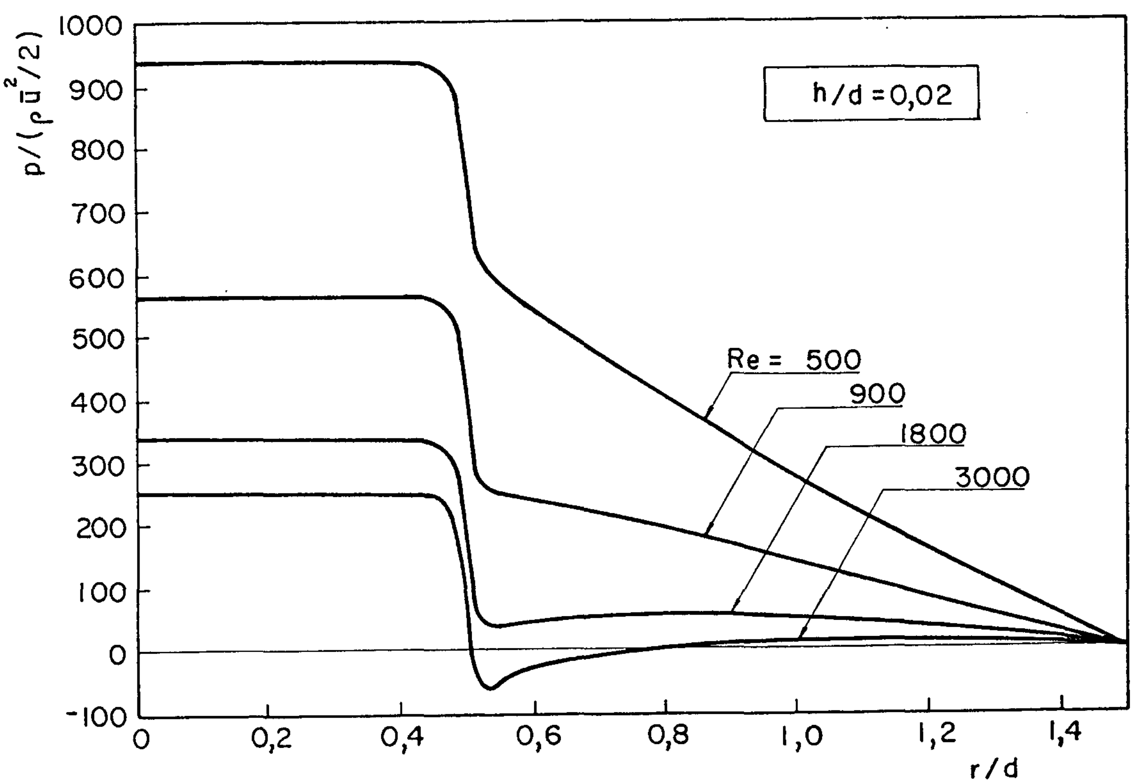


Fig. 4.25- Distribuição radial de pressão sobre a palheta; h/d = 0,02

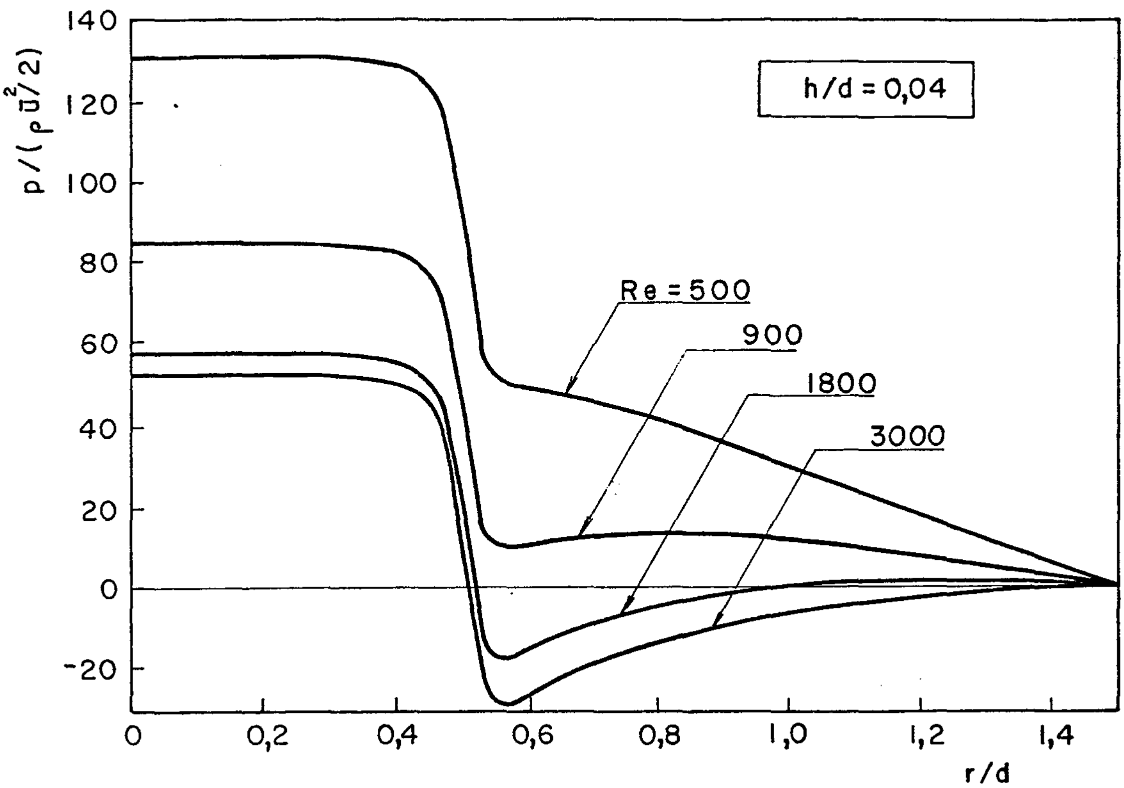


Fig. 4.26- Distribuição radial de pressão sobre a palheta; h/d = 0,04

Em todas as figuras observa-se a existência de um gradiente abrupto de pressão na entrada do difusor (r/d = 0,5). Este tipo de gradiente ocorre devido ao fato do escoamento naquela região deixar de ser axial, tornando-se radial. Para baixos números de Reynolds, logo depois da queda abrupta, a pressão decresce monotonicamente até a pressão atmosférica. Com o aumento do número de Reynolds a queda de pressão no gradiente abrupto torna-se mais intensa. Para os maiores afastamentos, quando aumenta-se o número de Reynolds a pressão cai drasticamente, atingindo valores negativos. Em determinadas situações, a magnitude da força resultante da região de pressão negativa pode ser tão elevada que a palheta é puxada de encontro ao assento.

A força axial resultante sobre a palheta pode ser obtida integrando-se sua distribuição radial de pressão. Em termos adimensionais, a força axial resultante, F_{adm}, é dada por,

$$F_{adm} = \int_{o}^{(D/2)/d} 2P \; 2\pi R dR \qquad (4.12)$$

As Fig's 4.27 e 4.28 mostram como F_{adm} varia com Re e h/d. Note-se a característica da curva onde o número de Reynolds e o afastamento são mais elevados. A queda brusca da força representa um predomínio da região de pressão negativa sobre a região de pressão positiva.

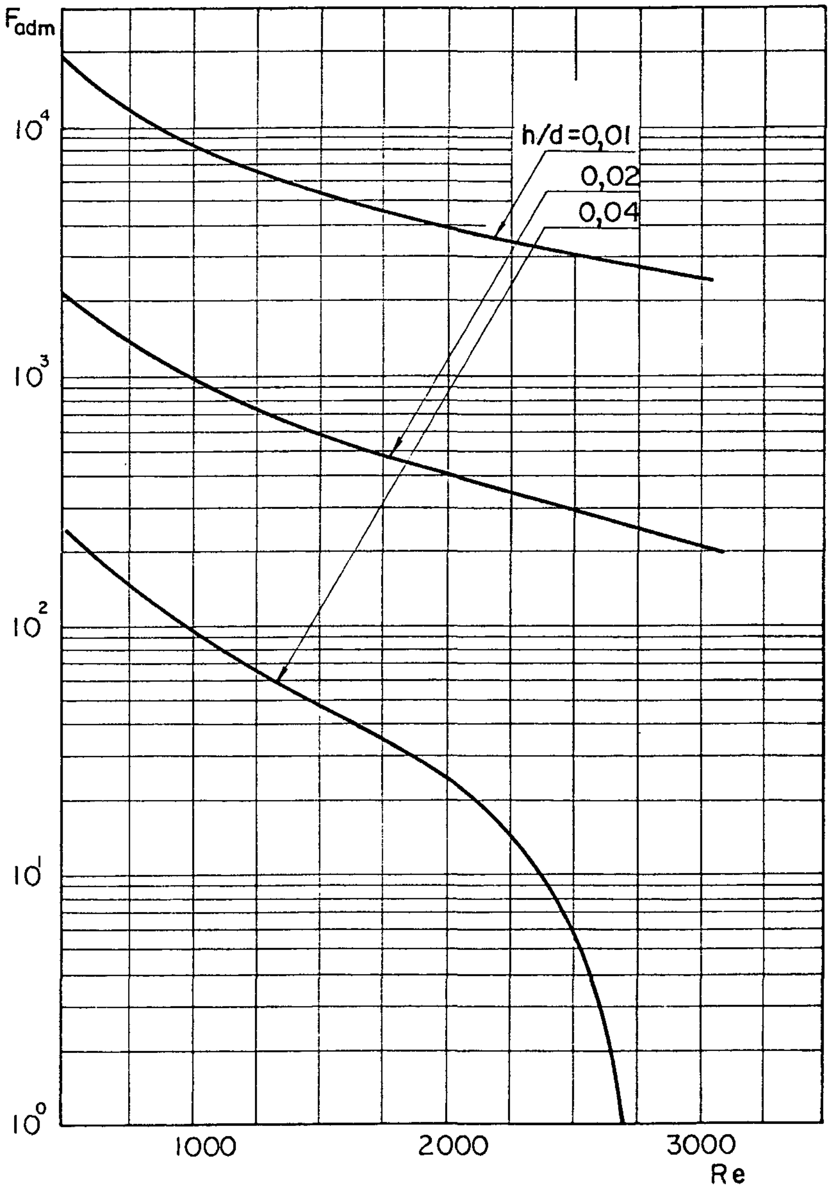


Fig. 4.27- Força axial resultante sobre a palheta

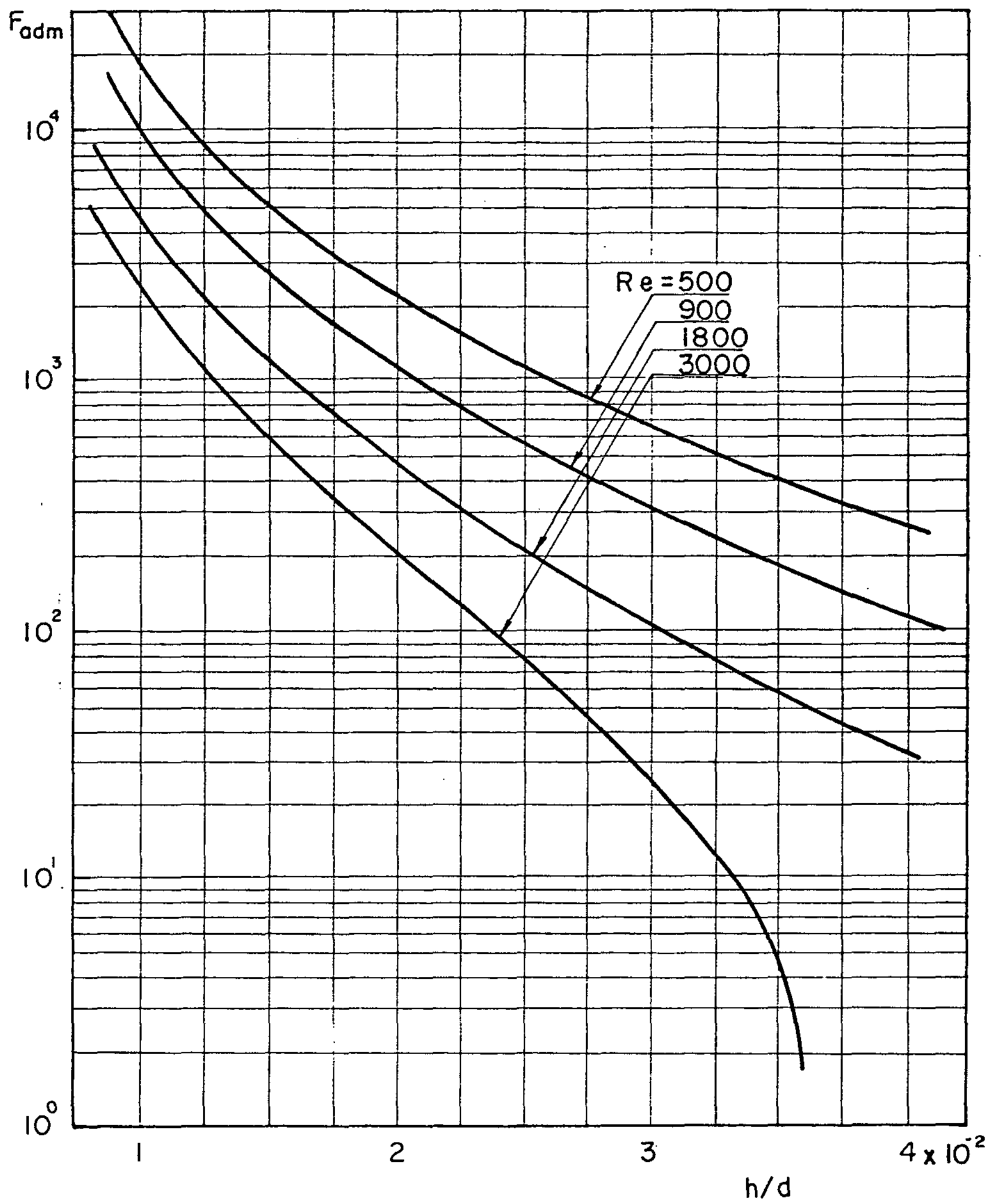


Fig. 4.28- Força axial resultante sobre a palheta

A Fig. 4.29 mostra as distribuições de pressão sobre a palheta, para h/d = 0,02 e Re = 1800, para dois tipos de perfis de velocidade prescritos na entrada do orifício de passagem, o plano e o parabólico. Devido a coincidência das curvas, na Fig.4.29, verifica-se que o perfil de velocidade na entrada do orifício de passagem não afeta a distribuição de pressão. A explicação deste fato pode ser dada com o auxílio da Fig. 4.30. Esta figura apresenta perfis típicos de velocidade encontrados no difusor radial, para h/d = 0,02. A

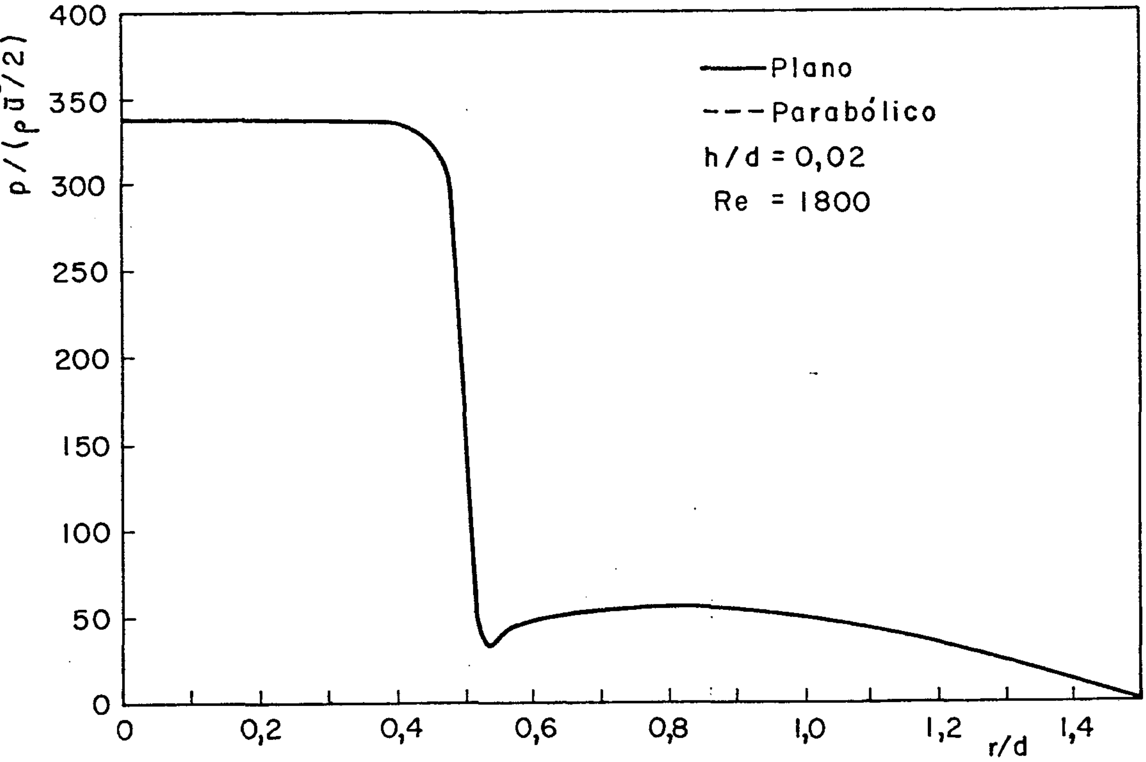


Fig. 4.29- Influência do perfil de velocidade na entrada do orifício de passagem sobre a distribuição de pressão na palheta

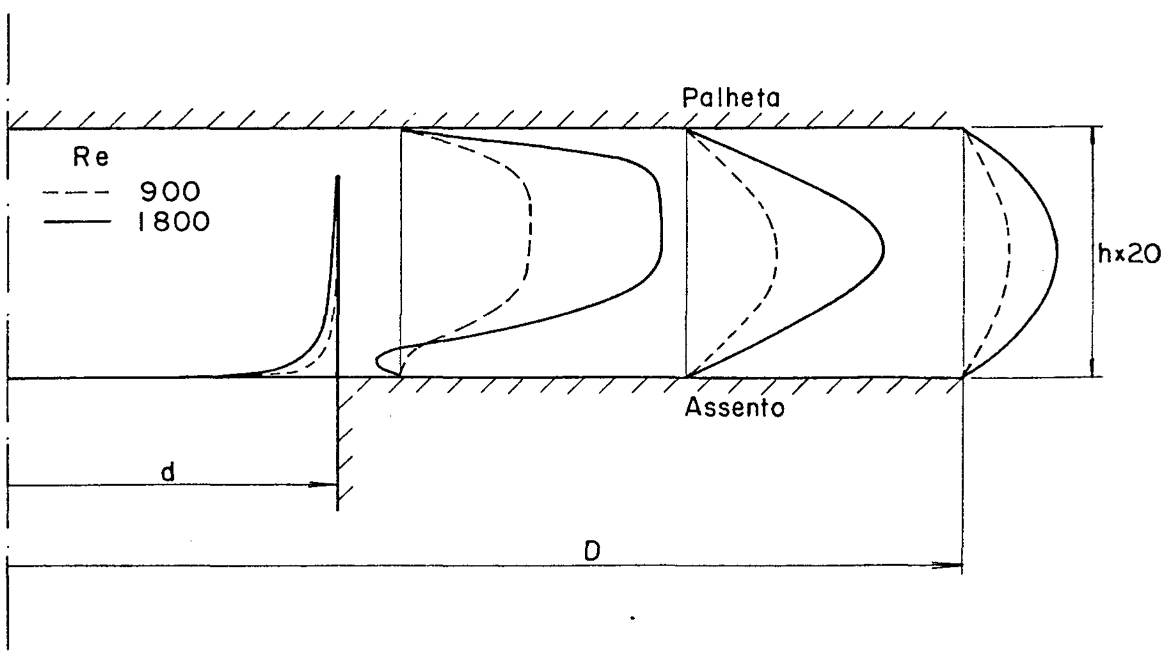


Fig. 4.30- Perfis de velocidade típicos no difusor para h/d = 0,02

curva tracejada corresponde a Re = 900 e a curva cheia a Re=1800. As dimensões da figura estão em escala exceto o afastamento h entre palheta e assento que está multiplicado por vinte. É interessante notar o pico de velocidade que ocorre junto à parede do orifício de passagem na entrada do difusor (r/d = 0,5). Perfis de velocidade com esta forma já haviam sido observados por Marple et alli [20]. Devido à pequena relação entre h e d, o fluido para entrar no difusor é acelerado junto à parede do orifício de passagem. Além disso, a intensidade da aceleração distorce totalmente o perfil de velocidade a montante e, assim, anula qualquer efeito do perfil de velocidade na entrada do orifício de passagem.

Também pode ser observada na Fig. 4.30 a diminuição radial da velocidade média representada pelo achatamento dos perfis de velocidade ao longo do difusor. Outra característica importante é a da forma dos perfis de velocidade ao longo do difusor, sendo um indício de que a hipótese de perfis fixos ao longo do difusor (ver por exemplo Livesey [04]) não é correta.

Para Re = 1800 observa-se uma pequena recirculação na entrada do difusor, representando a separação do escoamento naquela região.

Finalmente, as Figs. 4.31 e 4.32 apresentam, para h/d = 0,02; Re = 500 e h/d = 0,04; Re = 500, respectivamente uma comparação entre as distribuições de pressão no assento e na palheta. Observa-se nas duas figuras que a pressão ao longo da palheta e do assento são praticamente idênticas. A discordância no início do difusor é atribuída ao efeito da borda da saída do orifício de passagem provocado pela inércia do escoamento. Note-se que o aumento do afastamento h/d aumenta a discrepância entre as duas curvas de pressão na entrada do difusor.

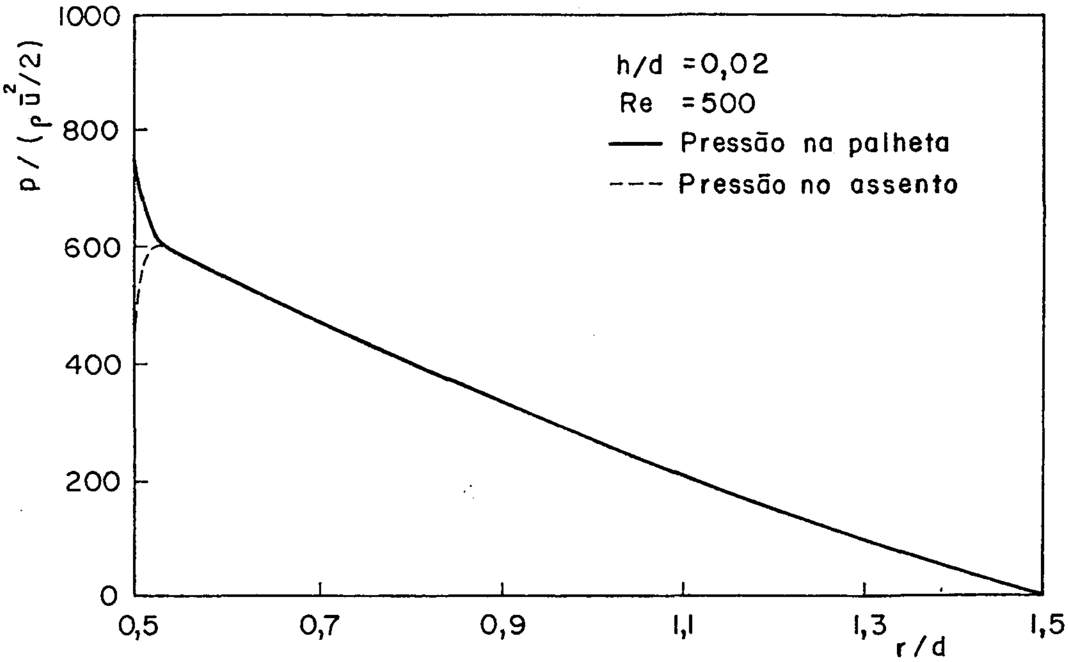


Fig. 4.31- Comparação entre as distribuições de pressão no assento e na palheta; h/d = 0,02 e Re = 500

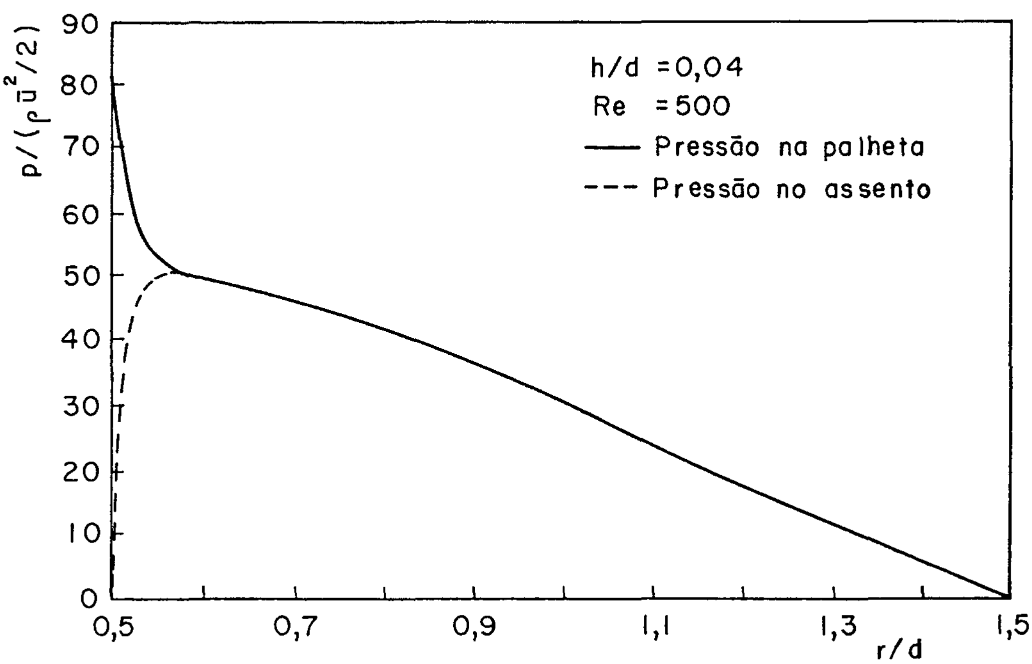


Fig. 4.32- Comparação entre as distribuições de pressão no assento e na palheta; h/d = 0,04 e Re = 500

4.7- Conclusões

Este capítulo apresentou uma investigação numérica com validação experimental do escoamento laminar, incompressível e isotérmico em difusores radiais para pequenos afastamentos entre os discos.

Distribuições radiais de pressão sobre o disco frontal, e as respectivas forças resultantes, foram obtidas como função do afastamento h/d entre os discos e do número de Reynolds Re do escoamento. Verificou-se que a distribuição de pressão sobre o disco frontal é extremamente sensível a variações no afastamento h/d. Para os maiores valores de h/d e Re, aqui apresentados, a distribuição de pressão possui uma região negativa. Para determinadas combinações de h/d e Re a região de pressão negativa foi tão grande que passou a existir uma força de atração entre os discos.

Perfis de velocidades característicos ao longo do difusor são também apresentados. Para pequenos afastamentos, verificou-se que a distribuição de pressão sobre o disco frontal é insensível à forma do perfil de velocidade prescrito na entrada do orifício de passagem.

5- INFLUÊNCIA DO COMPRIMENTO DO ORIFÍCIO DE PASSAGEM SOBRE O ESCOAMENTO NO DIFUSOR

5.1- Introdução

A influência que o comprimento do orifício de passagem, e, tem sobre a distribuição de pressão na palheta é uma informação muito importante na análise do escoamento. Entretanto, a revisão bibliográfica efetuada não indicou qualquer trabalho que estudasse tal influência. Este capítulo tem como objetivo contribuir para o entendimento deste efeito no estudo dos difusores radiais.

Na obtenção da solução numérica foi usada a técnica dos domínios sobrepostos.

A formulação do fenômeno é apresentada logo a seguir. Posteriormente, é descrita a metodologia de solução (usando a técnica dos domínios sobrepostos) e a determinação da configuração das malhas é então detalhada.

Algumas comparações da solução numérica assim obtida com a solução numérica obtida no capítulo 4 e com o experimento de Hayashi e outros [09] são efetuadas a fim de validar-se o método dos domínios sobrepostos. A validação da solução do capítulo 4 foi realizada através da comparação com resultados experimentais e, em situações limites, com soluções analíticas (ver capítulo 4).

Por último são apresentados os resultados e conclusões.

5.2- Formulação do problema

A Fig. 5.1 mostra a geometria do escoamento em questão.

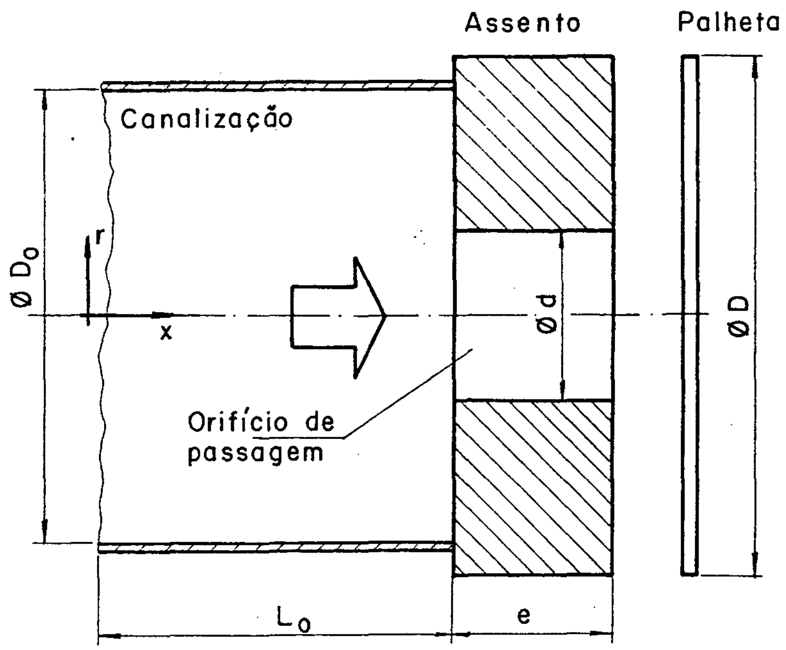


Fig. 5.1 - Geometria do escoamento

Ar escoa axialmente pela canalização de diâmetro D_o e comprimento L_o, entra no orifício de passagem de diâmetro d e comprimento e, deflete-se junto a palheta de diâmetro D e escoa então radialmente.

O escoamento é axissimétrico. As hipóteses utilizadas na simplificação das equações que governam o escoamento são:

(i) fluido Newtoniano

(ii) escoamento incompressível e laminar

(iii) regime permanente

As equações que governam o escoamento, ou seja, as equações de Navier-Stokes e a equação da continuidade, são expressas como:

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial R} = - \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R}\left(R \frac{\partial U}{\partial R}\right)\right] \quad (5.1)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial R} = - \frac{\partial P}{\partial R} + \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R}\left(R \frac{\partial V}{\partial R}\right)\right] - \frac{1}{Re} \frac{V}{R^2} \quad (5.2)$$

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} (RV) = 0 \quad (5.3)$$

onde U e V são, respectivamente, as componentes axial (direção x) e radial (direção r) da velocidade, P é a pressão e Re é o número de Reynolds.

Ao escrever as equações (5.1) a (5.3) as seguintes adimensionalizações foram adotadas,

$$X = \frac{x}{d} \quad , \quad R = \frac{r}{d}$$

$$U = \frac{u}{\bar{u}} \quad , \quad V = \frac{v}{\bar{u}} \quad (5.4)$$

$$P = \frac{p}{\rho \bar{u}^2} \quad , \quad Re = \frac{\rho \bar{u}\, d}{\mu}$$

onde ρ é a massa específica, μ a viscosidade dinâmica do fluido, que escoa no orifício de passagem com velocidade média axial $\bar{u}$.

A seguir serão discutidas as condições de contorno a serem satisfeitas pelo campo de velocidade.

Nas paredes é prescrita a condição de velocidade nula ($U = V = 0$), no eixo de simetria é usada a condição de simetria ($V = \frac{\partial U}{\partial R} = 0$), e na saída do difusor é assumida a hipótese de escoamento plenamente desenvolvido ($U = \partial(RV)/\partial R = 0$).

A condição de contorno para a entrada do ar na canalização requer alguns cuidados, que serão analisados a seguir. A inclusão da canalização no domínio de solução do escoamento (ver Fig. 5.1) se faz necessária para que o perfil de velocidade na entrada do orifício de passagem seja corretamente determinado. Para pequenos afastamentos entre palheta e assento, o perfil de velocidade na entrada do orifício de passagem praticamente não tem influência na distribuição de pressão na palheta (ver Fig.4.29). Porém, à medida que o afastamento aumenta, variações no perfil de velocidade afetam a distribuição de pressão na palheta. Outra razão para se afastar a prescrição das condições de contorno da entrada do orifício de passagem se deve ao próprio interesse que se tem neste trabalho em investigar a influência do comprimento do orifício de passagem na distribuição de pressão no difusor. A fim de garantir que a forma do perfil de velocidade na entrada da canalização não afetasse o escoamento no orifício, fez-se o comprimento L_o da canalização grande o suficiente para eliminar os efeitos associados com a prescrição desta condição de contorno. Os resultados apresentados no presente trabalho foram obtidos prescrevendo-se o perfil de velocidade parabólico.

A seguir, alguns detalhes relacionados com a metodologia de solução serão apresentados.

5.3- Metodologia de solução

As equações diferenciais (5.1), (5.2) e (5.3) foram resolvidas numericamente pelo método dos volumes finitos. Uma breve descrição deste método é apresentada na secção 4.3.

A seguir são apresentadas algumas características particulares da metodologia de solução adotada neste capítulo.

5.3.1- Domínios sobrepostos

A técnica dos domínios sobrepostos, a ser usada neste trabalho, é particularmente interessante quando regiões sólidas que não contribuem na solução do escoamento devem ser excluídas do domínio de solução. Em geral, o uso desta técnica pode representar economia tanto no tempo computacional como no armazenamento das variáveis.

A técnica dos domínios sobrepostos permite ainda que, para geometrias como esta em estudo, modelos de turbulência possam ser introduzidos sem grandes alterações do programa computacional. Tal afirmação é particularmente verdadeira quando se consideram os modelos de laminarização, que devem ser incorporados em algoritmos para escoamentos turbulentos, a fim de representar corretamente o escoamento junto a paredes sólidas.

No presente trabalho utilizaram-se três domínios sobrepostos.

As Figs. 5.2 e 5.3 ilustram, respectivamente, o uso de um único domínio e de três domínios sobrepostos na solução do escoamento. Pode-se notar que com o uso dos domínios sobrepostos a região sólida não precisa ser incluída no domínio de cálculo.

5.3.2- Condição de contorno interna

Na solução das equações discretizadas, os três domínios são considerados individualmente como se fossem independentes,

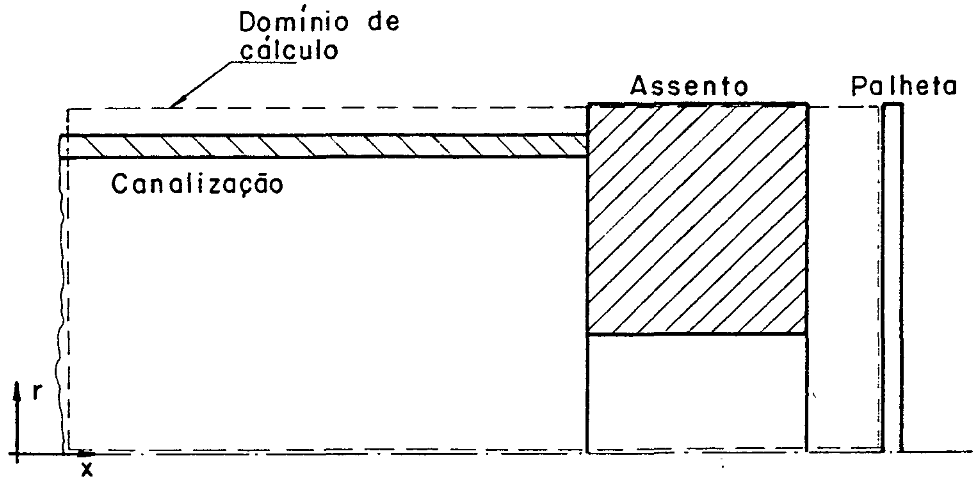


Fig. 5.2- Emprego de um único domínio de cálculo na solução do escoamento

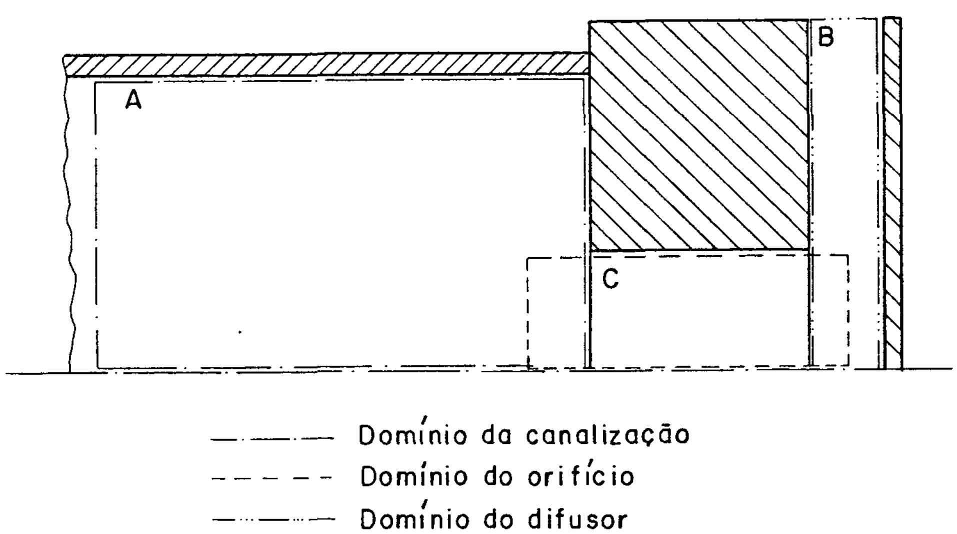


Fig. 5.3- Emprego de três domínios de cálculo na solução do escoamento

embora estejam acoplados entre si. As soluções que vão sendo obtidas para cada domínio fazem parte de um processo iterativo, no qual os três domínios interagem entre si até a solução final. Esta interação é feita através das regiões de sobreposição, via condições de contorno internas. As condições de contorno internas são aquelas nas fronteiras das regiões de sobreposição.

À medida que as iterações vão sendo processadas, as condições de contorno internas vão sendo corrigidas, até que se atinja a solução convergida. Por exemplo, a condição de contorno interna para o domínio da canalização é tomada da solução do domínio do orifício de passagem. Desta forma, ao se processarem as iterações no domínio do orifício atualizam-se as condições de contorno do domínio da canalização, e vice-versa. O modo pelo qual a condição de contorno interna é transferida de um domínio de solução para outro será agora apresentado.

A Fig. 5.4 mostra a região onde dois domínios, canalização e orifício de passagem, estão sobrepostos. As legendas indicam as fronteiras dos domínios de cálculo do orifício e da canalização nas quais são tomadas as condições de contorno internas. É interessante notar que as malhas na região sobreposta são perfeitamente coincidentes para facilitar a determinação das condições de contorno internas. Seja agora um pequeno segmento da fronteira da canalização que está sobreposta ao domínio do orifício, mostrado no detalhe A da Fig. 5.4. A forma pela qual as velocidades são armazenadas nos volumes de controle da malha é denominada 'boomerang-shaped' [21]. Suponha-se que se queira determinar a nova condição de contorno para o segmento da fronteira do domínio da canalização, indicado por a-a, baseados na solução do orifício. A condição de contorno para a velocidade U é tomada diretamente do valor existente naquele ponto sobre a fronteira, ou seja, $U_{i+1,j}$. Já a condição de contorno para a velocidade V não é tão direta. Como esta velocidade não é calculada sobre a fronteira a-a, é feita uma média ponderada com os valores vizinhos. Assim, para o segmento a-a, a condição de contorno para a velocidade V é dada por:

$$VA_j = (V_{i+1,j}\ X_i + V_{i,j}\ X_{i+1})/(X_i + X_{i+1}) \qquad (5.5)$$

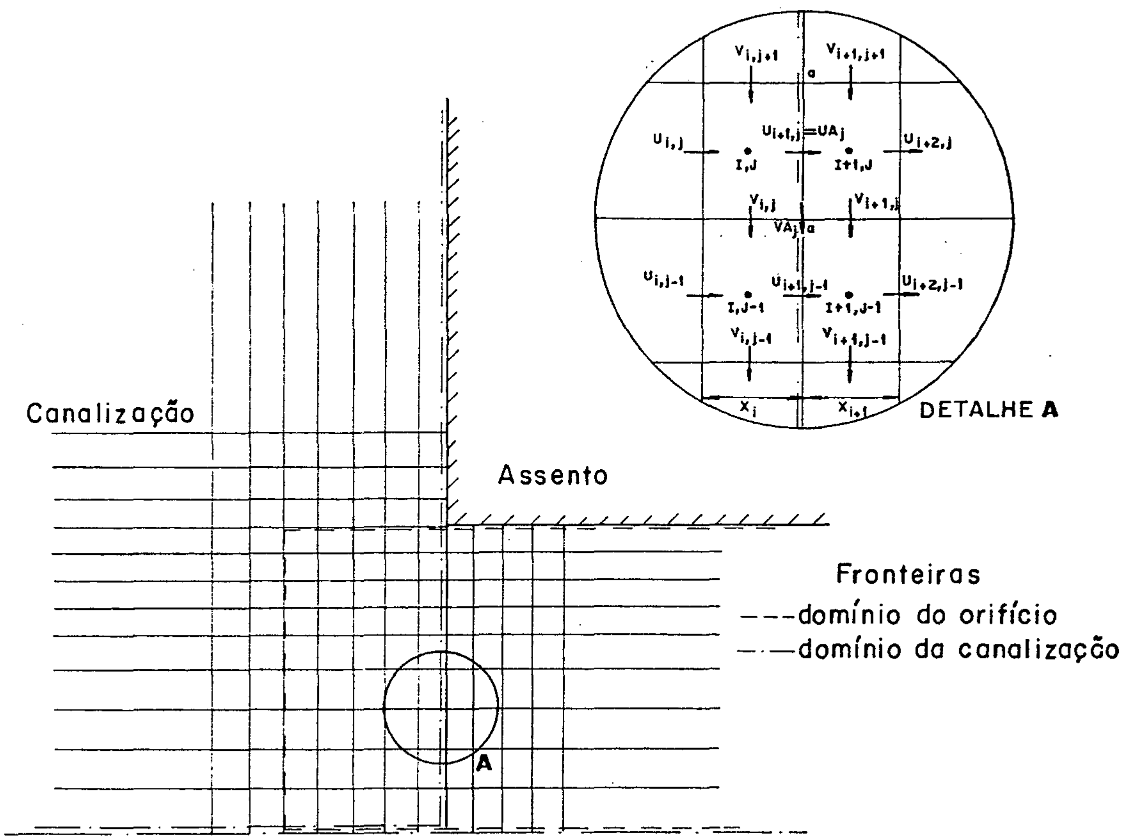


Fig. 5.4 - Região de sobreposição entre os domínios da canalização e orifício de passagem

Para os demais volumes de controle desta e outras fronteiras as condições de contorno são calculadas utilizando-se o mesmo princípio.

5.3.3- Processo iterativo

Inicialmente são fornecidas as condições de contorno, como indicadas na secção 5.2, para cada um dos três domínios (Fig. 5.5).

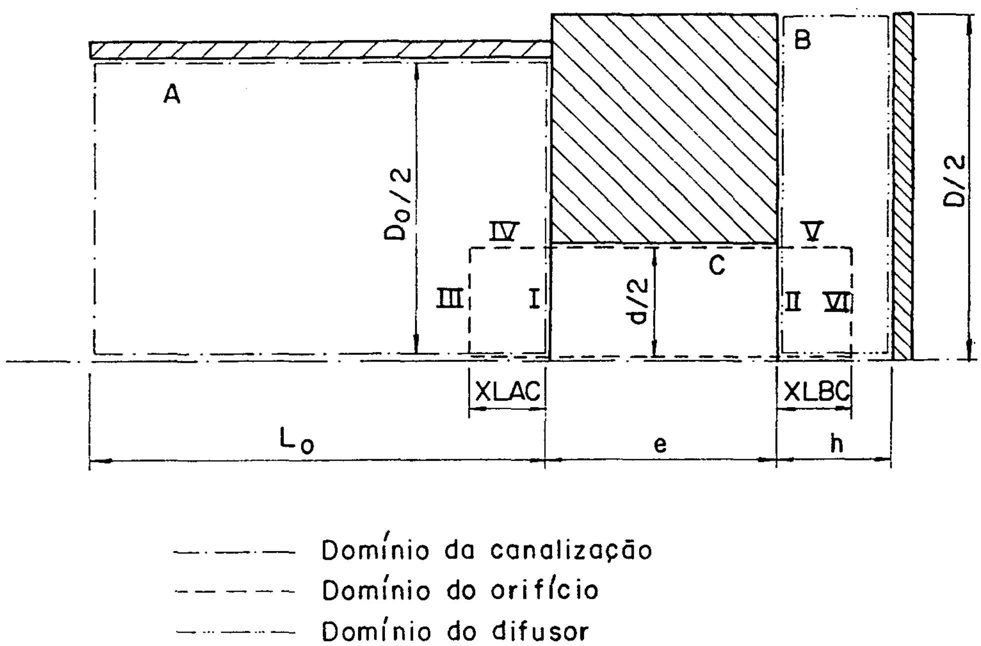


Fig. 5.5- Fronteiras dos três domínios de cálculo

As condições de contorno para a fronteira I do domínio da canalização, fronteira II do domínio do difusor e fronteiras III, IV, V e VI do domínio do orifício de passagem não são conhecidas a priori. Para contornar esta situação utiliza-se um processo iterativo.

Primeiramente a solução do domínio da canalização é obtida utilizando como condição de contorno para a fronteira I um perfil de velocidade média que satisfaça a continuidade no domínio. Em seguida, obtém-se a solução para o domínio do difusor utilizando como condição de contorno para a fronteira II um perfil de velocidade média que satisfaça a continuidade no domínio. Para obter a solução do domínio do orifício de passagem as condições de contorno para as fronteiras III e IV são tomadas agora da solução do domínio da canalização e as condições de contorno para as fronteiras V e VI são tomadas da solução do difusor, ambas obtidas anteriormente.

Tendo visitado cada um dos três domínios, completa-se o primeiro ciclo de iteração e segue-se para o segundo ciclo. Desta vez, a condição de contorno da fronteira I do domínio da canalização e a condição de contorno da fronteira II do domínio do difusor são corrigidas usando a solução do domínio do orifício, obtida anteriormente. Num próximo passo, as soluções obtidas para os domínios da canalização e do difusor são novamente usadas para corrigirem as condições de contorno das fronteiras III, IV, V e VI do domínio do orifício.

O processo iterativo segue até que as grandezas de interesse não mais se alterem. Tem-se então a solução convergida.

5.4- Malha

Todas as recomendações feitas no capítulo 4 a respeito da malha, a ser utilizada para a discretização do domínio de solução, são igualmente válidas aqui. Um refinamento insuficiente da malha pode introduzir erros na solução numérica. Estes erros são oriundos do problema da difusão falsa e do não mapeamento adequado dos gradientes de velocidade no escoamento. Por este motivo, na determinação da malha do modelo dos três domínios consideraram-se todos estes aspectos. No entanto, devido a limitações computacionais, a malha utilizada na presente análise é menos refinada do que aquela usada na solução numérica apresentada no capítulo 4. Uma investigação mais detalhada dos erros associados à malha utilizada deve ser objeto de estudos futuros.

A Fig. 5.6 mostra, para o caso de e/d = 0,25 e h/d = 0,1, a malha utilizada na obtenção da solução numérica do escoamento utilizando três domínios de cálculo. Um total de 3065 pontos nodais foram utilizados, sendo 638 no domínio da canalização, 1632 no domínio do difusor e 795 no domínio do orifício de passagem. Para cada valor de e/d, manteve-se o mesmo número de pontos nodais em todos os afastamentos h/d analisados. Desta forma, para h/d = 0,2 tem-se a malha menos refinada no domínio do difusor. Esta malha apresenta algumas características interessantes. As malhas das regiões em que o valor da posição radial é maior do que o raio do orifício de passagem, tanto na canalização como no difusor, são completamente independentes em suas configurações. A flexibilidade de poder tratar as malhas nestas regiões de forma distinta, geralmente acarreta economia no tempo computacional e no armazenamento das variáveis.

As regiões em que as malhas estão sobrepostas merecem atenção especial. O tamanho destas regiões influencia o tempo necessário para a convergência do método e, portanto, deve ser investigado com cuidado.

5.5 - Validação da solução numérica

Durante a análise da influência do comprimento do orifício de passagem, e/d, sobre o escoamento vários aspectos do modelo numérico foram investigados. Esta investigação tanto teve

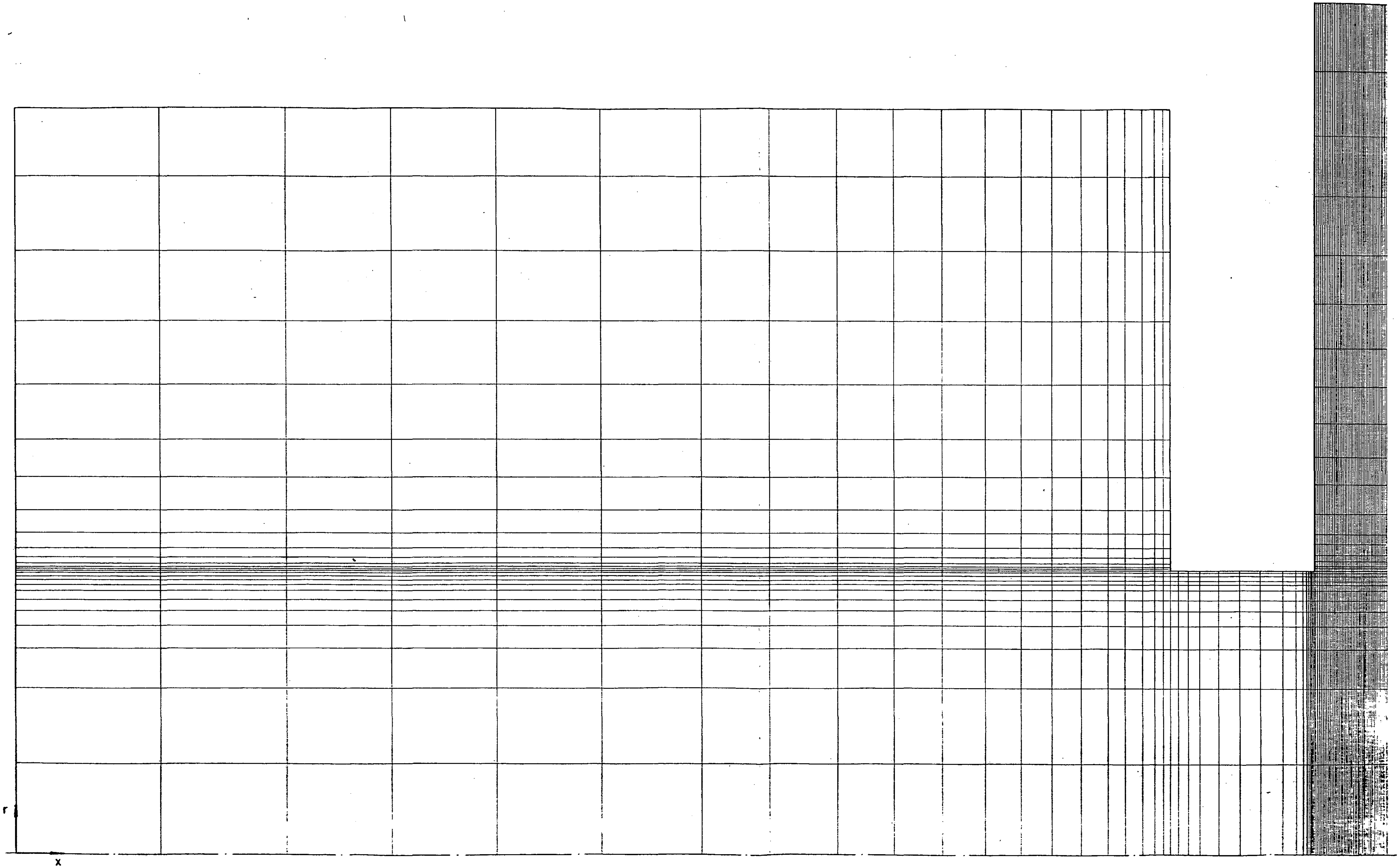


Fig. 5.6 - Malha utilizada na solução dos três domínios;
e/d = 0,25

o objetivo de aperfeiçoar o modelo numérico quanto o de validá-lo. A seguir são listados e discutidos alguns destes aspectos e, posteriormente, são apresentadas comparações entre os resultados obtidos neste capítulo e resultados de outras análises.

(i) Determinação das condições de contorno internas

No método dos domínios sobrepostos necessita-se determinar as velocidades nas fronteiras das regiões de sobreposição (condições de contorno internas). Devido ao modo pelo qual as velocidades são armazenadas nos volumes de controle da malha, algumas velocidades situam-se sobre a própria fronteira enquanto que outras não (Fig. 5.4). Para o caso das velocidades sobre a fronteira os valores tomados para as condições de contorno internas são os próprios valores das velocidades. Por outro lado, para determinar-se os valores das velocidades não indicadas sobre a fronteira utilizou-se uma interpolação linear baseada nas velocidades vizinhas. No entanto, sabe-se que na entrada do difusor ocorrem grandes gradientes de velocidade o que significa que, nesta região, o uso da interpolação linear pode ser inadequado. Para verificação do valor calculado para a condição de contorno interna, utilizando-se a interpolação linear, a Fig. 5.7 foi preparada. São apresentados nesta figura valores característicos de velocidade na entrada do difusor, para o caso de $h/d = 0,1$ e $Re = 1000$. Na ordenada da figura está o valor da velocidade U e na abcissa está o valor da posição radial r/d. A linha tracejada representa a fronteira do domínio do orifício. A curva 1 representa a interpolação linear ponderada, utilizada na presente análise, e dada pela equação (5.5). A curva 2 foi ajustada manualmente conforme a tendência dos pontos vizinhos à fronteira do domínio do orifício. As intersecções das curvas 1 e 2 com a linha tracejada representam os valores obtidos para a condição de contorno interna utilizando-se as duas interpolações. Note-se que os valores obtidos são significantemente diferentes. Isto sugere que uma certa parcela de erro possa estar sendo incluída nos resultados numéricos, via condição de contorno interna.

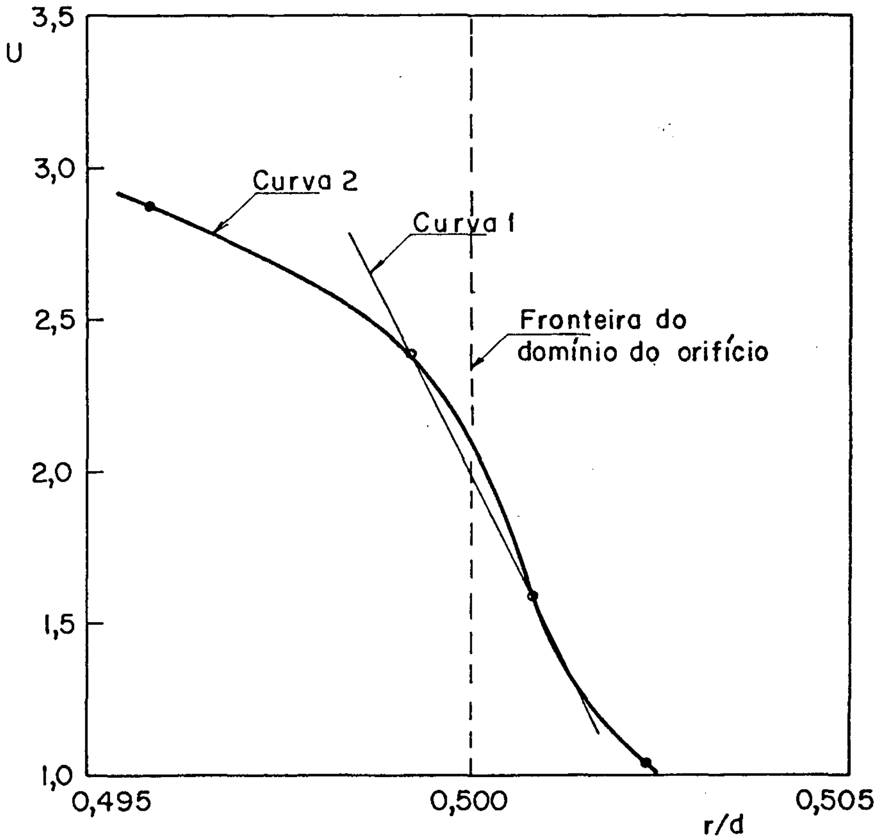


Fig. 5.7- Valores característicos de velocidade na entrada do difusor; para Re = 1000 e h/d = 0,1

Com o intuito de melhorar a interpolação da velocidade, utilizou-se uma curva de maior grau. A interpolação escolhida foi a de Lagrange baseada em 4 pontos vizinhos à fronteira, que gera uma curva de 3º grau. No entanto, o uso desta interpolação não representou uma alteração significativa no cálculo das condições de contorno internas, fornecendo valores próximos àqueles fornecidos pela interpolação linear.

A determinação da influência dos erros provocados pela interpolação adotada sobre os resultados numéricos é uma investigação que deve ser realizada no futuro.

(ii) Tamanho das regiões de sobreposição

Durante a análise do escoamento observou-se que o tamanho das regiões de sobreposição, responsáveis pela interação dos três domínios, influencia a taxa de convergência da solução numérica. Além disso, observou-se também que, o tamanho da região de sobreposição que resulta em um menor tempo de computação, denominado tamanho ótimo, é função de alguns parâmetros do escoamento, tais como o afastamento h/d.

Por outro lado, deve-se notar que, no caso dos três domínios utilizados no presente trabalho o tamanho das regiões de sobreposição influencia também o tamanho final do domínio do orifício de passagem (Fig. 5.5). Desta forma, mantendo-se uma mesma malha na canalização e no difusor, o aumento das regiões de sobreposição representa um aumento do número de pontos nodais na malha do domínio do orifício.

No presente trabalho, a obtenção do tamanho ótimo representou um acréscimo de pontos nodais no domínio do orifício tão significativo que, caso fosse utilizado somente um domínio para resolver o escoamento, mesmo com a inclusão das regiões sólidas, seria necessário um menor número de pontos nodais. Por este motivo, nos escoamentos analisados no presente trabalho, a economia na utilização de pontos nodais deixou de ser uma das justificativas para o uso dos três domínios.

A seguir são apresentadas comparações entre os resultados obtidos neste capítulo e resultados de outras análises.

Como visto no capítulo 4, para pequenos afastamentos h/d, o perfil de velocidade na entrada do orifício de passagem não afeta o escoamento no difusor. Assim, para estes afastamentos, é possível realizar uma comparação entre a solução dos três domínios e aquela obtida com um domínio, apresentada no capítulo 4.

A Fig. 5.8 apresenta, para Re = 1800 e h/d = 0,04, as distribuições de pressão sobre a palheta obtidas com as duas soluções. Os resultados, praticamente idênticos, validam a solução dos três domínios nestes afastamentos.

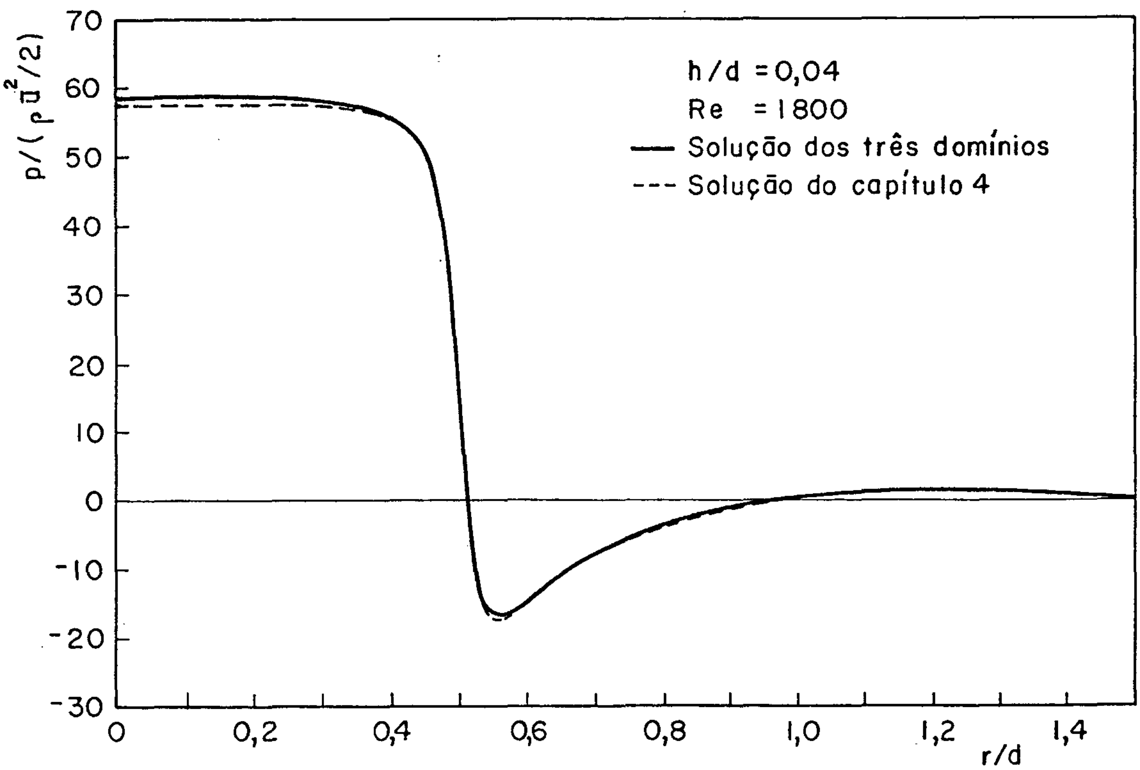


Fig. 5.8- Comparação entre a solução dos três domínios e a solução do capítulo 4; e/d = 0,93, h/d= 0,04 e Re = 1800

Por outro lado, para maiores afastamentos h/d o perfil de velocidade na entrada do orifício de passagem passa a ser importante e, portanto, a solução obtida no capítulo 4 quando aplicada a valores de h/d elevados (h/d > 0,05) já não fornece valores confiáveis. Desta forma, é necessário que se utilize outra solução para a comparação com a dos três domínios. Para tanto, os resultados obtidos por Hayashi e outros [09] foram utilizados.

A Fig. 5.9 apresenta uma comparação entre a solução dos três domínios e aquela obtida em [09] para h/d = 0,2 e Re = 400. Em função da relação de diâmetros utilizada naquele trabalho, a comparação foi realizada para uma relação D/d = 3,5 e para r/d ⩾ 0,5.

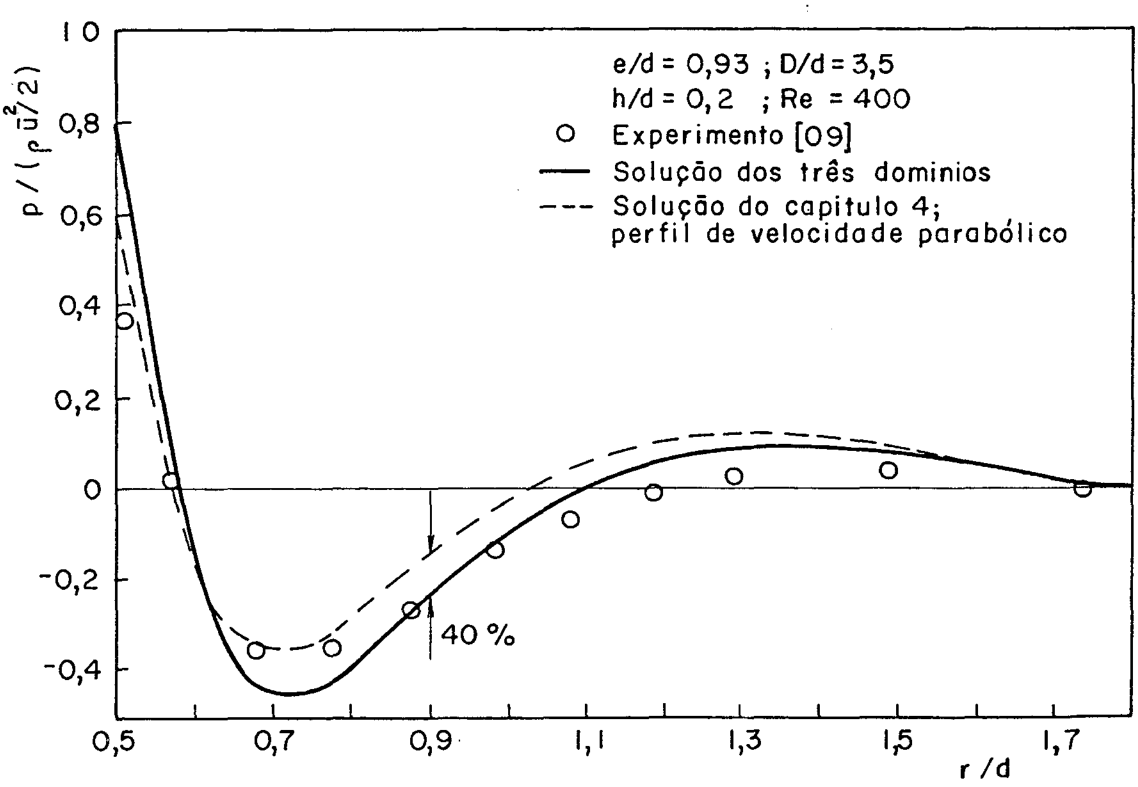


Fig. 5.9- Comparação entre a solução dos três domínios e os resultados experimentais de Hayashi e outros [09] ; para e/d = 0,93, D/d = 3,5, h/d = 0,2 e Re = 400

A título de ilustração, na Fig. 5.9 incluiu-se também a distribuição de pressão obtida utilizando-se a metodologia do capítulo 4 (um domínio). Em tal metodologia perfis de velocidade são prescritos na entrada do orifício de passagem, já que a canalização não é incluída no domínio de solução. Para a presente situação, dois perfis de velocidade foram assumidos na solução do escoamento, quando utilizou-se um domínio: o plano e o parabólico. Somente a distribuição de pressão obtida com o perfil parabólico é apresentada na figura. Embora na região de estagnação ($r/d \leqslant 0,5$) a distribuição de pressão obtida com o perfil plano apresente pressões em torno de 8% abaixo daquelas dos três domínios, na região do difusor as diferenças não são muito significativas. Por esta razão, na figura, a curva obtida com o perfil plano não foi mostrada. Conforme observado na Fig. 5.9, existe uma diferença significativa entre a distribuição de pressão obtida com a solução dos três domínios e aquela obtida com a metodologia do capítulo 4.

A Tabela 5.1 apresenta a comparação entre os resultados experimentais obtidos em [09] e as soluções numéricas supracitadas, para duas forças adimensionais sobre a palheta: força no difusor e força total. Esta última inclui a força devida à distribuição de pressão na região de estagnação.

Tabela 5.1- Força no difusor e força total para $Re = 400$ e $h/d = 0,2$

	Hayashi e outros [09]	Solução dos três domínios	Solução do capítulo 4	
			Plano	Parabólico
Força no difusor	$-4,54 \times 10^{-1}$	$-2,34 \times 10^{-1}$	$-7,25 \times 10^{-2}$	$6,86 \times 10^{-2}$
Forca Total	——	$1,62 \times 10^{0}$	$1,79 \times 10^{0}$	$2,01 \times 10^{0}$

O trabalho de [09], para a situação comparada, não apresenta a distribuição de pressão da região de estagnação, não sendo possível desta forma calcular a força total.

5.6- Resultados

Todos os resultados aqui apresentados são para uma relação de diâmetros, D/d, igual a 3. Foram analisados três comprimentos de orifício de passagem: e/d = 0,1; 0,25 e 0,93. A influência do comprimento e/d foi investigada para três afastamentos: h/d = 0,05; 0,1 e 0,2. Para cada um destes afastamentos três números de Reynolds foram considerados: Re = 500; 1000 e 2000.

As Tabelas 5.2, 5.3 e 5.4 apresentam as forças axiais resultantes sobre a palheta, provenientes do campo de pressão do escoamento, para os comprimentos e/d = 0,1; 0,25 e 0,93, respectivamente.

Tabela 5.2- Força axial resultante sobre a palheta; e/d = 0,1

Re \ h/d	0,05	0,1	0,2
500	$1,24 \times 10^{2}$	$1,18 \times 10^{1}$	$4,60 \times 10^{-1}$
1000	$4,70 \times 10^{1}$	$1,16 \times 10^{0}$	$-5,84 \times 10^{-1*}$
2000	$5,41 \times 10^{0}$	$-4,14 \times 10^{0}$	$-1,71 \times 10^{0}$

Tabela 5.3- Força axial resultante sobre a palheta; e/d = 0,25

Re \ h/d	0,05	0,1	0,2
500	$1,23 \times 10^{2}$	$1,15 \times 10^{1}$	$4,57 \times 10^{-1}$
1000	$4,61 \times 10^{1}$	$1,08 \times 10^{0}$	$-5,41 \times 10^{-1}$*
2000	$5,18 \times 10^{0}$	$-4,25 \times 10^{0}$	$-1,72 \times 10^{0}$

Tabela 5.4- Força axial resultante sobre a palheta; e/d = 0,93

Re \ h/d	0,05	0,1	0,2
500	$1,24 \times 10^{2}$	$1,16 \times 10^{1}$	$4,89 \times 10^{-1}$
1000	$4,71 \times 10^{1}$	$1,13 \times 10^{0}$	$-5,67 \times 10^{-1}$*
2000	$5,14 \times 10^{0}$	$-4,43 \times 10^{0}$	$-1,73 \times 10^{0}$

Quando comparadas entre si, as tabelas mostram que não existe variação significativa da força devida à alteração do comprimento e/d. Para aquelas forças indicadas com um asterísco, o tempo computacional requerido para se obter uma solução convergida se tornou extremamente elevado (~ 3 horas de CPU no IBM 4341) e o programa foi interrompido. Estima-se que, na pior das hipóteses, associado a estas soluções exista uma incerteza, devido ao problema da convergência parcial, da ordem de 20 %.

Também as distribuições de pressão obtidas nos diversos escoamentos mostraram ser praticamente independentes do comprimento e/d.

As Figs. 5.10 a 5.12 apresentam distribuições radiais típicas de pressão sobre a palheta dos escoamentos analisados para e/d = 0,25. A curva de Re = 1000 na Fig. 5.12, indicada por dois asteríscos, refere-se a uma das soluções numéricas do escoamento contendo o problema de convergência parcial mencionado anteriormente.

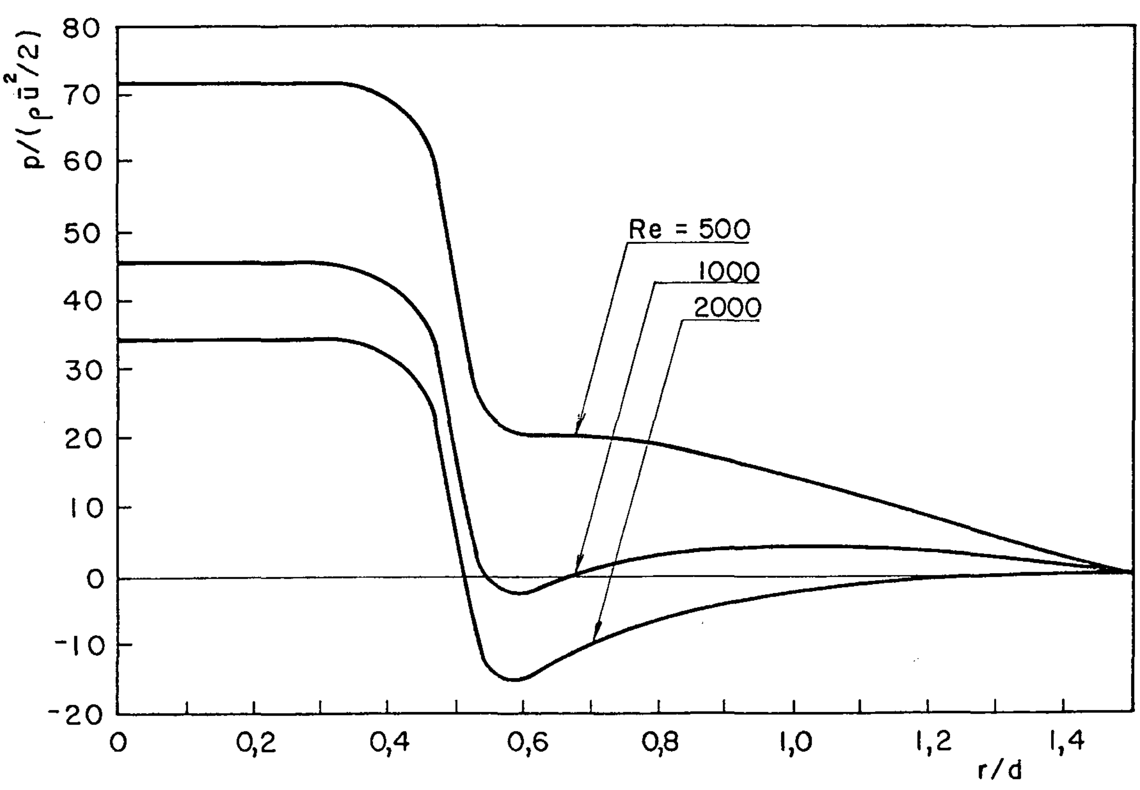


Fig. 5.10- Distribuição radial de pressão sobre a palheta; e/d = 0,25 e h/d = 0,05

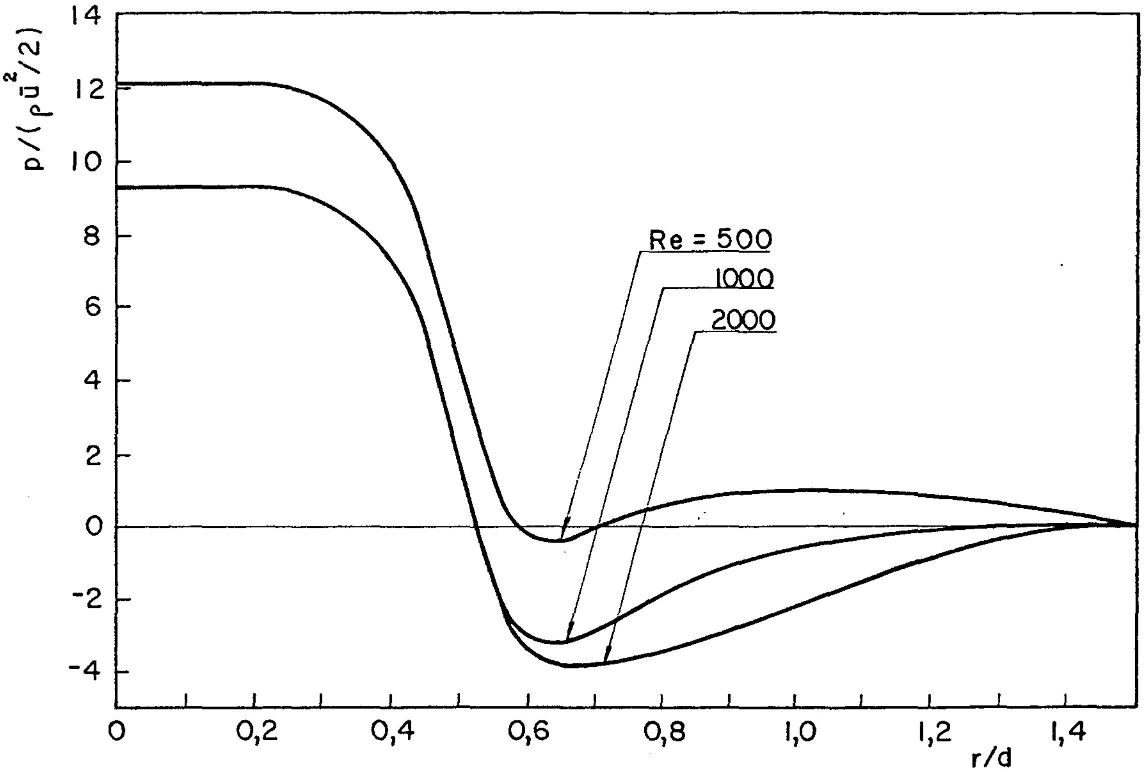


Fig. 5.11- Distribuição radial de pressão sobre a palheta; e/d = 0,25 e h/d = 0,10

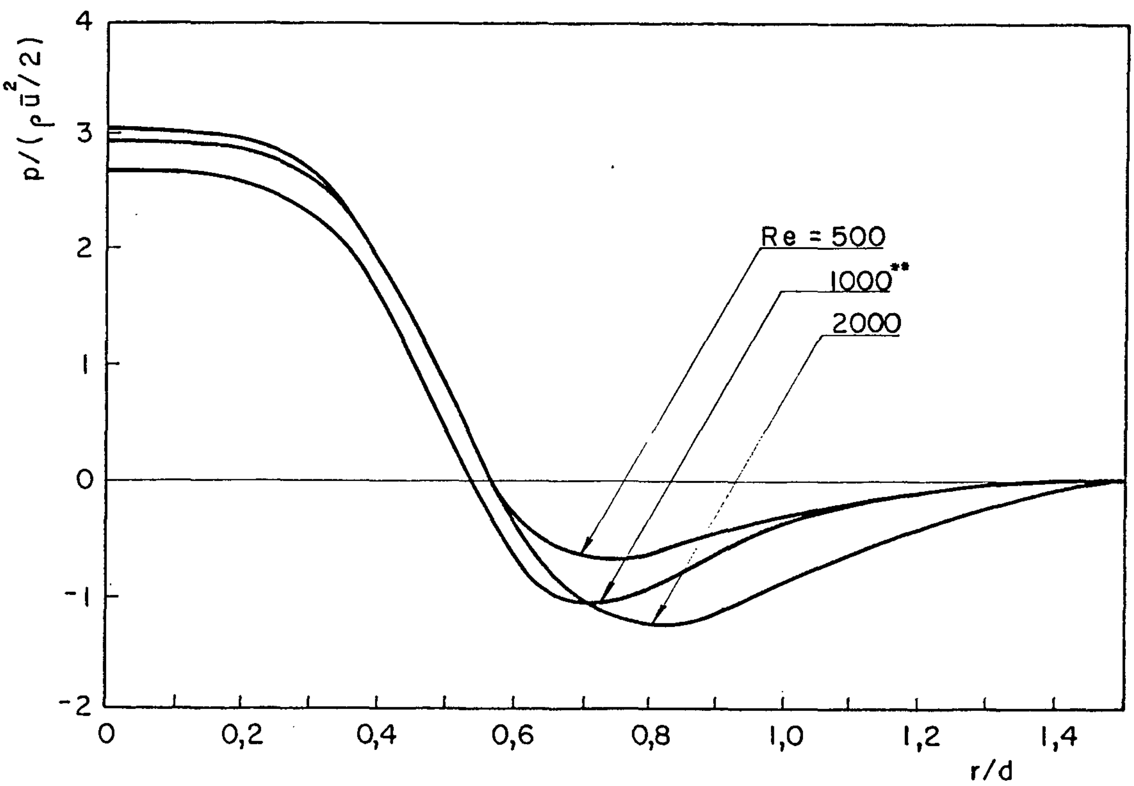


Fig. 5.12- Distribuição radial de pressão sobre a palheta; e/d = 0,25 e h/d = 0,20

Para maiores valores de h/d, o comprimento do orifício de passagem e/d pode-se tornar um parâmetro importante na obtenção da pressão na palheta. Neste trabalho no entanto, devido à motivação ser escoamentos em válvulas de compressores herméticos, o valor máximo de h/d foi limitado a 0,2. Desta forma, de acordo com os resultados obtidos, pode-se afirmar que,na faixa laminar do escoamento,variações na espessura da placa de válvulas (comprimento do orifício de passagem) não afetam, do ponto de vista hidrodinâmico, o projeto das válvulas.

A distribuição de pressão na palheta, e conseqüentemente a força resultante sobre a mesma é, para um mesmo valor de h/d, dependente do número de Reynolds, Re. O valor de Re por sua vez depende da diferença de pressão entre a entrada do orifício de passagem e a saída do difusor, uma vez que associada a esta diferença de pressão e a perda de carga na válvula corresponde uma determinada vazão. Observou-se, no entanto, que praticamente toda a perda de carga ocorre entre a entrada e a saída do difusor. Desta forma, o comprimento do orifício de passagem não afeta a vazão do fluido.

5.7- Conclusões

O presente capítulo apresentou uma análise numérica da influência do comprimento do orifício de passagem, e/d, sobre o escoamento laminar, incompressível e isotérmico em difusores radiais.

Na solução do escoamento, o método dos volumes finitos foi utilizado com o auxílio da técnica dos domínios sobrepostos.

Forças axiais resultantes e distribuições radiais de pressão, sobre o disco frontal, foram obtidas como função do comprimento e/d. Para as condições de h/d e Re analisadas, verificou-se que tanto a força resultante como a distribuição de pressão são virtualmente independentes do comprimento e/d. Além disso, constatou-se que a perda de carga do escoamento praticamente ocorre toda no difusor. Desta forma, o comprimento do orifício de passagem não afeta a vazão do fluido na válvula.

6- CONCLUSÕES GERAIS

O presente trabalho apresentou uma investigação numérica e experimental do escoamento laminar, incompressível e isotérmico em difusores radiais.

A motivação do trabalho veio da importância que o escoamento em difusores radiais tem na análise de sistemas de válvulas de compressores herméticos. No entanto, a investigação aqui desenvolvida também pode ser aplicada em outras análises, tais como desempenho de mancais de escora a ar e de impactores de aerosol.

Basicamente, a investigação foi dividida em duas partes: escoamento com pequenos afastamentos entre os discos e, para afastamentos mais elevados, influência do comprimento do orifício de passagem sobre o escoamento.

Na primeira parte da investigação, onde consideraram-se pequenos afastamentos entre os discos, a validação da solução numérica foi realizada comparando-se as distribuições de pressão sobre o disco frontal obtidas numericamente com aquelas obtidas no experimento. Na construção do experimento consideraram-se alguns aspectos importantes para evitar fontes de erros nos resultados experimentais. Em todas as comparações obteve-se boa concordância entre os resultados ao longo de todo o difusor. A maior discrepância apareceu na região de estagnação, que é a região central do disco, entretanto, em nenhum caso ela ultrapassou os 15%.

Resultados das distribuições de pressão sobre o disco frontal, e as respectivas forças resultantes, foram obtidos como função do número de Reynolds e do afastamento entre os discos. Além disso, perfis característicos de velocidade ao longo do difusor foram mostrados com o intuito de fornecer informações acerca do escoamento.

A análise do escoamento em pequenos afastamentos entre os discos permitiu ainda que algumas conclusões importantes pudessem ser obtidas, tais como:

- A distribuição de pressão sobre o disco frontal, e conseqüentemente a força resultante, é extremamente dependente do afastamento entre os discos. Pequenas alterações do afastamento, aparentemente até mesmo desprezíveis, representam mudanças apreciáveis na distribuição de pressão. Portanto, na elaboração de análises experimentais, deve-se ter meios de se determinar o afastamento entre os discos de forma precisa.

- Observou-se que, para determinadas combinações do número de Reynolds e do afastamento entre os discos, a distribuição de pressão apresenta regiões de pressão negativa. Para os maiores afastamentos e números de Reynolds analisados a região de pressão negativa é tão grande que passa a existir uma força de atração entre os discos.

- Devido ao pequeno afastamento entre os discos, o fluido para entrar no difusor é acelerado. A aceleração é tão intensa que o perfil de velocidade mais a montante é totalmente distorcido, fazendo com que o perfil de velocidade na entrada do orifício de passagem não afete o escoamento.

- As distribuições de pressão nos dois discos, ao longo do difusor, são idênticas, a exceção da região da entrada do difusor, onde atuam os efeitos da borda da saída do orifício de passagem.

- Imperfeições geométricas no modelo experimental, tais como a presença não prevista de um chanfro na borda de saída do orifício de passagem, mesmo quando pequenas, alteram de forma significativa os resultados experimentais da pressão no difusor. Portanto, deve ser realizado um rigoroso controle dimensional do modelo experimental.

Para o caso da investigação da influência do comprimento do orifício de passagem sobre o escoamento, a validação da solução numérica foi efetuada comparando-se os resultados numéricos com a solução numérica da primeira parte do presente trabalho, nos menores afastamentos, e com o experimento de Hayashi e outros [09], nos maiores afastamentos. No entanto, para uma validação plena do modelo numérico, se faz necessária futuramente uma comparação da solução numérica com um número maior de resultados experimentais.

Distribuições de pressão sobre o disco frontal, e as associadas forças resultantes, foram obtidas como função do comprimento do orifício de passagem para vários valores do número de Reynolds e do afastamento entre os discos.

As principais conclusões obtidas na investigação da influência do comprimento do orifício de passagem sobre o escoamento foram:

- O comprimento do orifício de passagem virtualmente não afeta a distribuição de pressão sobre o disco frontal e, conseqüentemente, também não afeta a força resultante.

- Nos escoamentos analisados, praticamente toda a perda de carga ocorre no difusor. Desta forma, o comprimento do orifício de passagem não afeta a vazão do fluido na válvula.

- O modelo numérico, utilizado nesta parte do trabalho, necessita ser otimizado. Em alguns escoamentos analisados, o tempo computacional dispendido foi tão grande que o uso do modelo numérico, na forma em que ele se encontra, é atualmente proibitivo.

Os modelos numéricos usados nas duas partes do trabalho permitem que investigações sobre a influência de parâmetros geométricos do sistema de válvulas, tais como a relação geométrica entre os discos e a forma geométrica da borda da saída do orifício de passagem, possam ser facilmente realizadas, sem alterar de forma substancial o modelo numérico. Além disso, o modelo numérico obtido no presente trabalho também pode ser usado como uma ferramenta para a solução do problema térmico associado ao escoamento.

Finalmente, a inclusão de um modelo de turbulência no modelo numérico é possível e constitui um passo importante para a análise de regimes de escoamentos mais próximos daqueles encontrados em situações reais.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[01] - MOLLER, P.S., "Radial Flow Without Swirl Between Parallel Discs", Aero. Quart., Vol. 14, 1963, pp. 163 - 186.

[02] - WOOLLARD, H.W., "A Theoretical Analysis of the Viscous Flow in a Narrowly Spaced Radial Diffuser", J. Appl. Mech., Vol. 24, Trans. ASME, Vol. 79, 1957, pp. 9 - 15.

[03] - MOHN, P.E., "Some Phenomena of Radial Flow Between Discs", MS Thesis, Graduate School of the University of Illinois, Urbana, Illinois, 1930.

[04] - LIVESEY, J.L., "Inertia Effects in Viscous Flows", Int. J. Mech. Sci., Vol. I, 1960, pp. 84 - 88.

[05] - TAKENAKA, T.; YAMANE, R.; IWAMIZU, T., "Thrust of the Disc Valves", Bull. JSME, Vol. 7, Nr. 27, 1964, pp. 558 - 566.

[06] - SAVAGE, S.B., "Laminar Radial Flow Between Parallel Plates", J. Appl. Mech., Vol. 31, 1964, pp. 594 - 596.

[07] - BIRD, R.B.; STEWART, W.E.; LIGHTFOOT, E.N., "Transport Phenomena", John Wiley, 1960, pp. 122.

[08] - JACKSON, J.D.; SYMMONS, G.R., "An Investigation of Laminar Radial Flow Between Two Parallel Discs", Appl. Sci. Res. Section A, Vol. 15, 1965, pp. 59 - 75.

[09] - HAYASHI, S.; MATSUI, T.; ITO, T., "Study of Flow and Thrust in Nozzle-Flapper Valves", J. Fluids Eng., Vol. 97, 1975, pp. 39 - 50.

[10] - RAAL, J.D., "Radial Source Flow Between Parallel Disks", J. Fluid Mech., Vol. 85, 3, 1978, pp. 401 - 416.

[11] - WARK, C.E.; FOSS, J.F., "Forces Caused by the Radial Outflow Between Parallel Disks", J. Fluids Eng., Vol. 106, 1984, pp. 292 - 297.

[12] - FERREIRA, R.T.S.; DRIESSEN, J.L., "Analysis of the Influence of Valve Geometric Parameters on the Effective Flow and Force Areas", 9th Purdue Compressors Technology Conference, West Lafayette, Indiana, 1986 pp. 632-646.

[13] - PATANKAR, S.V., "A Calculation Procedure for Two-Dimensional Elliptic Situations", Numerical Heat Transfer, Vol. 4, 1981, pp. 409 - 425.

[14] - BEAN H.S., "Fluid Meters - Their Theory and Application", 6th Ed., The American Society of Mechanical Engineers, 1971.

[15] - TOULOUKIAN, Y.S.; MAKITA, T., "Thermophysical Properties of Matter, Viscosity", Vol. 11, IFI/Plenum, New York, 1970.

[16] - PATANKAR, S.V., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere, Washington, D.C., 1980.

[17] - SETTARI, A.; AZIZ, K., "A Generalization of the Additive-Correction Methods for the Iterative Solution of Matrix Equations", SIAM J. Numerical Analysis, Vol. 10, 1973, pp. 506 - 521.

[18] - PATANKAR, S.V., "A Numerical Method for Conduction in Composite Materials, Flow in Regular Geometries, and Conjugate Heat Transfer", Proc. 6th International Heat Transfer Conference, Toronto, Vol. 3, 1978, pp. 297-304.

[19] - RAITHBY, G.D., "A Critical Evaluation of Upstream Differencing Applied to Problems Envolving Fluid Flow", Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 9, 1976, pp. 75 - 103.

[20] - MARPLE, V.A.; LIU, B.Y.H.; WHITBY, K.T., "Fluid Mechanics of the Laminar Flow Aerosol Impactor", Aerosol Science, Vol. 5, 1974, pp. 01 - 16.

[21] - HARLOW, F.H.; WELCH, J.E., "Numerical Calculation of Time-Dependent Viscous Incompressible Flow of Fluid with Free Surface", Physics of Fluids, Vol. 8, 1965, pp. 2182 - 2189.

[22] - MOFFAT, R.J., "Contributions to the Theory of Single-Sample Uncertainty Analysis", Journal of Fluids Engineering - Trans. of the ASME. Vol. 104, 1982, pp. 250 - 260.

A P Ê N D I C E S

A- ANÁLISE DA INCERTEZA ASSOCIADA AOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Este apêndice mostra uma análise da incerteza na leitura das medições dos principais parâmetros do escoamento. A metodologia aqui utilizada é aquela proposta por Moffat [22].

A.1- Pressão adimensional ao longo da palheta

Por definição,

$$P^* = \frac{p}{(\rho \bar{u}^2)/2} \qquad \text{(A.1)}$$

onde:

p - pressão manométrica ao longo da palheta

ρ - massa específica do ar

$\bar{u}$ - velocidade média no orifício de passagem

Assim,

$$P^* = P^*(p, \rho, \bar{u}) \qquad \text{(A.2)}$$

logo, tem-se que

$$dP^* = \frac{\partial P^*}{\partial p} dp + \frac{\partial P^*}{\partial \rho} d\rho + \frac{\partial P^*}{\partial \bar{u}} d\bar{u} \qquad \text{(A.3)}$$

onde:

dP^* - incerteza associada ao valor do parâmetro P^*

dp - incerteza associada ao valor da pressão manométrica

$d\rho$ - incerteza associada ao valor da massa específica do ar

$d\bar{u}$ - incerteza associada ao valor da velocidade média

Para determinar dP^* é necessário obter dp, $d\rho$ e $d\bar{u}$.

A.1.1- Determinação de dp

A.1.1.1- Palheta-1

A pressão manométrica ao longo da palheta-1 é obtida através de um multi-manômetro inclinado e é dada por:

$$p = 9{,}80665 \, \frac{\rho_m}{\rho_{H_2O}} \, L \, \mathrm{sen}\theta \tag{A.4}$$

onde:

ρ_m - massa específica do líquido manométrico

θ - inclinação do multi-manômetro

L - Leitura no multi-manômetro

Assim,

$$p = p(\rho_m, \theta, L) \tag{A.5}$$

e portanto

$$dp = \frac{\partial p}{\partial \rho_m} d\rho_m + \frac{\partial p}{\partial \theta} d\theta + \frac{\partial p}{\partial L} dL \tag{A.6}$$

Tanto para $d\theta$ como para dL, o valor assumido foi aquele correspondente ao valor da metade da menor divisão das escalas utilizadas para a leitura de θ e L. Por outro lado, para $d\rho_m$ foi assumido o valor da variação da massa específica do fluido manométrico provocada por uma variação de 15 K na temperatura.

A obtenção da incerteza associada à leitura da pressão manométrica na palheta-1 pode ser mostrada de forma esquemática como,

$$\begin{matrix} d\rho_m \\ d\theta \\ dL \end{matrix} \xrightarrow[\text{A.4 e A.6}]{\text{eq's}} dp$$

A.1.1.2- Palheta-2

A pressão manométrica ao longo da palheta-2 é obtida utilizando-se um sistema de aquisição de dados. O sistema é composto de um transdutor indutivo de pressão, uma ponte amplificadora e um registrador X-Y.

O sistema de aquisição de dados está ajustado de tal forma que a pressão manométrica pode ser obtida da curva plotada pelo registrador X-Y usando-se a seguinte relação:

$$p = 0{,}00637 \ ESC \ L \qquad (A.7)$$

onde:

ESC - escala usada na ponte amplificadora

L - leitura do sinal de pressão na curva plotada pelo registrador X-Y

Assim tem-se que,

$$p = p(L) \qquad (A.8)$$

e

$$dp = \frac{\partial P}{\partial L} \, dL \qquad (A.9)$$

onde:

dL - incerteza associada à leitura na curva plotada pelo registrador X-Y

Esquematicamente, tem-se que,

$$dL \xrightarrow[\text{A.7 e A.9}]{\text{eq's}} dp$$

4.1.2- Determinação de $d\rho$

Para a obtenção da massa específica do ar assumiu-se a hipótese de gás perfeito. Desta forma tem-se que,

$$P_{atm}\ v = \frac{\bar{R}\ T_{amb}}{M} \tag{A.10}$$

ou

$$\rho = \frac{P_{atm} M}{\bar{R}\ T_{amb}} \tag{A.11}$$

onde:

$\bar{R}$ - constante universal dos gases;
62,3656 mmHg l/g-mol K

P_{atm} - pressão atmosférica

T_{amb} - temperatura ambiente

M - peso molecular
para o ar M = 28,8 g mol/g

Assim, partindo da hipótese de que para pequenas variações da pressão atmosférica, a massa específca do ar não varia, tem-se que,

$$\rho = \rho\ (T_{amb}) \tag{A.12}$$

e portanto,

$$d\rho = \frac{\partial \rho}{\partial T_{amb}}\ dT_{amb} \tag{A.13}$$

Para dT_{amb} o valor assumido foi aquele correspondente ao valor da metade da menor divisão da escala utilizada para medir T_{amb}. Com o valor dT_{amb} obtém-se $d\rho$.

Esquematicamente tem-se que,

$$dT_{amb} \xrightarrow[\text{A.11 e A.13}]{\text{eq's}} d\rho$$

A.1.3- Determinação de $d\bar{u}$

Pela equação da continuidade, a velocidade média no orifício de passagem é dada por

$$\bar{u} = \frac{4\dot{m}}{\rho \pi d^2} \qquad (A.14)$$

onde:

$\dot{m}$ - vazão mássica do ar

d - diâmetro do orifício de passagem

Assim,

$$\bar{u} = \bar{u}\ (\dot{m}, \rho, d) \qquad A.15)$$

e portanto,

$$d\bar{u} = \frac{\partial \bar{u}}{\partial \dot{m}}\, d\dot{m} + \frac{\partial \bar{u}}{\partial \rho}\, d\rho + \frac{\partial \bar{u}}{\partial d}\, d(d) \qquad (A.16)$$

O valor de $d\rho$ já foi calculado no item A.1.2. O valor assumido para d(d) foi aquele correspondente ao valor da metade da menor divisão da escala utilizada para a leitura do diâmetro d. Porém a princípio não se tem $d\dot{m}$. Para determiná-lo precisa-se fazer uso da seguinte equação, que fornece o fluxo de massa através do medidor de vazão (segundo [14])

$$\dot{m} = 0{,}00014595\ (0{,}592 + 0{,}93957/\ \bar{U})\,.$$
$$(1 - 0{,}2932\ \frac{DPOR}{POR})\sqrt{\frac{h_w\ POR}{TOR}} \qquad (A.17)$$

onde:

TOR - Temperatura do ar junto ao medidor de vazão; no presente trabalho considerou-se TOR $\cong T_{amb}$

POR - pressão absoluta à montante do medidor de vazão

DPOR - diferencial de pressão através do medidor de vazão

$\bar{U}$ - velocidade média através do orifício do medidor de vazão

h_w - diferencial de pressão através do medidor de vazão

como DPOR $\equiv h_w$, pode-se afirmar que

$$\dot{m} = \dot{m}\ (DPOR,\ POR,\ T_{amb}) \tag{A.18}$$

Portanto,

$$d\dot{m} = \frac{\partial \dot{m}}{\partial DPOR}\, dDPOR + \frac{\partial \dot{m}}{\partial POR}\, dPOR + \frac{\partial \dot{m}}{\partial T_{amb}}\, dT_{amb} \tag{A.19}$$

Para dDPOR, dPOR e dT_{amb} o valor assumido foi aquele correspondente ao valor da metade da menor divisão das escalas utilizadas para a leitura de DPOR, POR e T_{amb}.

Com $d\dot{m}$, $d\rho$ e dD, determinados anteriormente, obtém-se $d\bar{u}$.

De uma forma esquemática o procedimento de cálculo pode ser representado como,

$$\begin{matrix} dDPOR \\ dPOR \\ dT_{amb} \end{matrix} \xrightarrow[\text{A.17 e A.18}]{\text{eq's}} d\dot{m} \ + \ \begin{matrix} d\rho \\ \\ d(d) \end{matrix} \xrightarrow[\text{A.14 e A.16}]{\text{eq's}} d\bar{u}$$

Obtidos dp, $d\rho$ e $d\bar{u}$ pode-se calcular então dP com o auxílio da equação A.1.

Esquematicamente,

$$\begin{matrix} dp \\ d\rho \\ d\bar{u} \end{matrix} \xrightarrow[\text{A.1 e A.3}]{\text{eq's}} dP^*$$

A sequência geral do cálculo da incerteza na obtenção de P* pode ser apresentada de forma esquemática como,

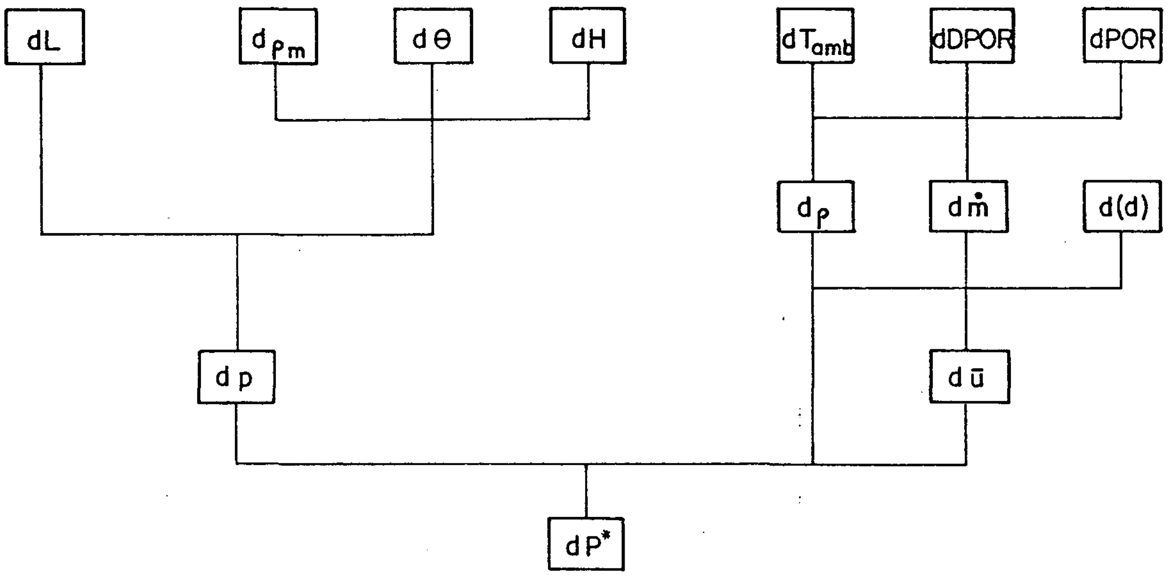


Fig. A.1- Esquema para a obtenção da incerteza associada ao parâmetro P*

A.2- Número de Reynolds

O número de Reynolds é dado pela seguinte equação,

$$Re = \frac{\rho\ \bar{u}\ d}{\mu} \tag{A.20}$$

O procedimento usado para o cálculo da incerteza associada ao número de Reynolds é o mesmo adotado para o cálculo da incerteza associada a P*. Os valores de $d\rho$, $d\bar{u}$ e d(d) são os mesmos obtidos anteriormente. O valor de $d\mu$ é calculado em função de dT_{amb}, já que não existe diferença significativa entre a temperatura no interior da canalização (T_m) e a temperatura ambiente (T_{amb}).

A sequência do cálculo da incerteza para o número de Reynolds, de uma forma esquemática, é:

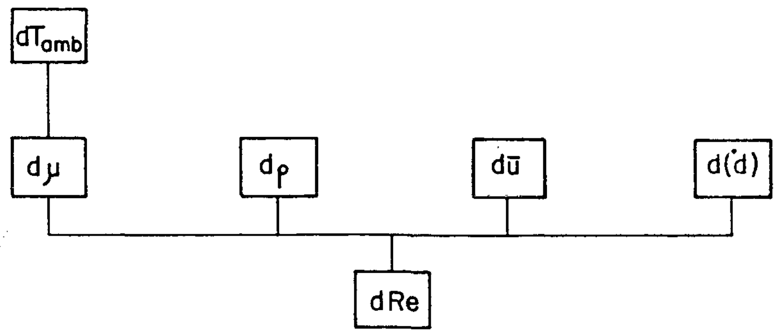


Fig. A.2- Esquema para a obtenção da incerteza associada ao número de Reynolds (Re)

A Tabela A.1 apresenta valores característicos das diversas variáveis medidas no experimento e suas correspondentes incertezas associadas.

Tabela A.1- Valores característicos das variáveis medidas no experimento e suas respectivas incertezas de medição

Variável	Valor típico	Incerteza	Incerteza %
ρ_m [kg/m^3]	804	11	1,4
T_{amb} [K]	295,16	0,5	0,17
DPOR [Pa]	13,200	0,1	0,76
POR [Pa]	103729,8	11,6	0,011
$\dot{m}$ [kg/s]	$6,239 \times 10^{-4}$	$2,819 \times 10^{-6}$	0,45
ρ [kg/m^3]	1,199	$2,028 \times 10^{-3}$	0,17
d [m]	0,03	2×10^{-5}	0,07
$\bar{u}$ [m/s]	0,73815	$5,569 \times 10^{-3}$	0,75
μ [Pa s]	1,830x10	$2,39 \times 10^{-8}$	0,13
P_{atm} [Pa]	102275,6	6,7	0,007
Re	1449	16	1,10

B- AUTOVERIFICAÇÃO DO MEDIDOR DE VAZÃO

Para obter o fluxo de massa na canalização foi usado um medidor de vazão tipo placa de orifício (d_O = 15 mm) de bordas quadradas.

A fim de fazer uma verificação dos valores obtidos com este medidor, outro medidor, tipo placa de orifício (d_O = 5 mm) (Fig. B.1), foi instalado em série com ele.

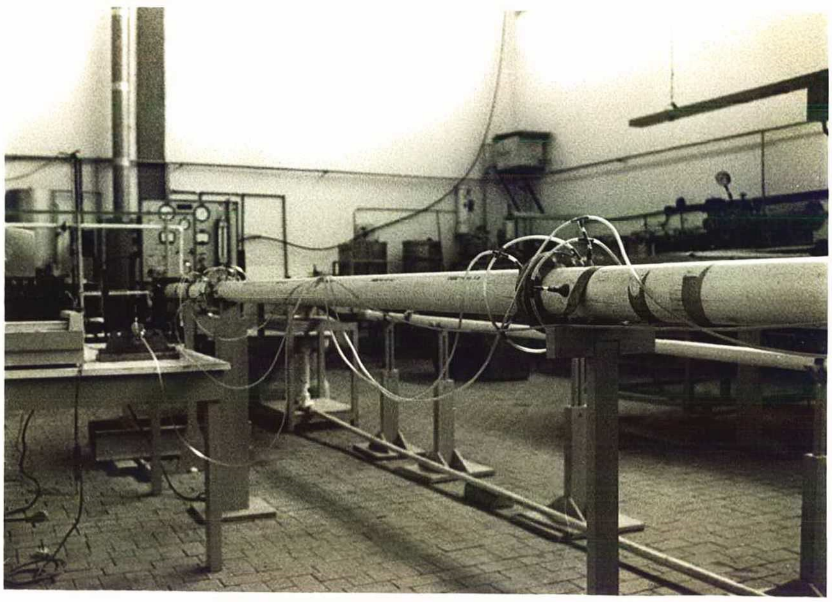


Fig. B.1- Instalação dos dois medidores de vazão

Um esquema da instalação dos dois medidores é mostrado na Fig. B.2.

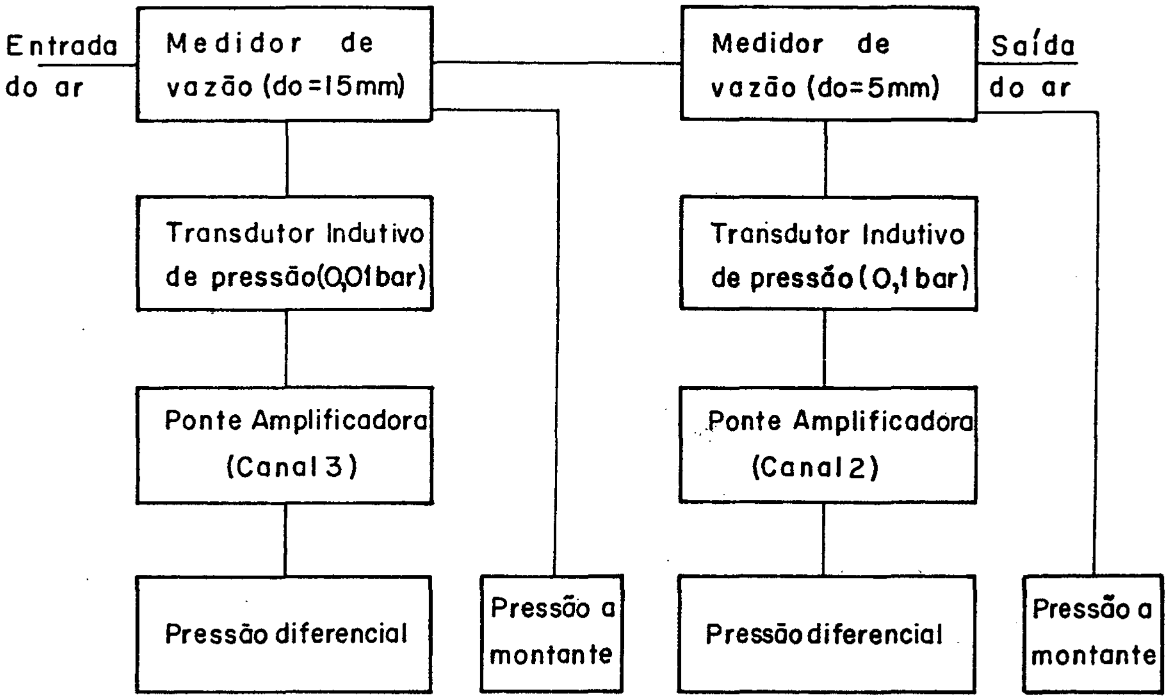


Fig. B.2- Esquema da instalação dos dois medidores de vazão

Os medidores de vazão foram testados em vários níveis de vazão. Em cada um dos níveis foram lidos, via ponte amplificadora, os sinais de pressão diferencial através de cada um dos medidores. Além disso, a pressão a montante de cada medidor foi obtida através de dois manômetros em "U". Depois, com os sinais de pressão e utilizando-se a equação (3.4), calculou-se para cada um, a respectiva vazão mássica indicada.

Para verificar a dependência dos resultados com os canais da ponte amplificadora a ligação dos medidores aos canais foi invertida, e então feito novo levantamento de dados. Não se observou influência sobre os resultados em virtude da troca dos canais.

A Fig. B.3 mostra a comparação entre os valores do número de Reynolds, Re, obtidos, para uma mesma vazão de ar na canalização, utilizando-se os dois medidores de vazão. Na ordenada está o número de Reynolds correspondente ao medidor com orifício de d_0 = 5 mm (Re_5) e na abcissa está o número de Reynolds correspondente ao medidor com orifício de d_0 = 15 mm (Re_{15}).

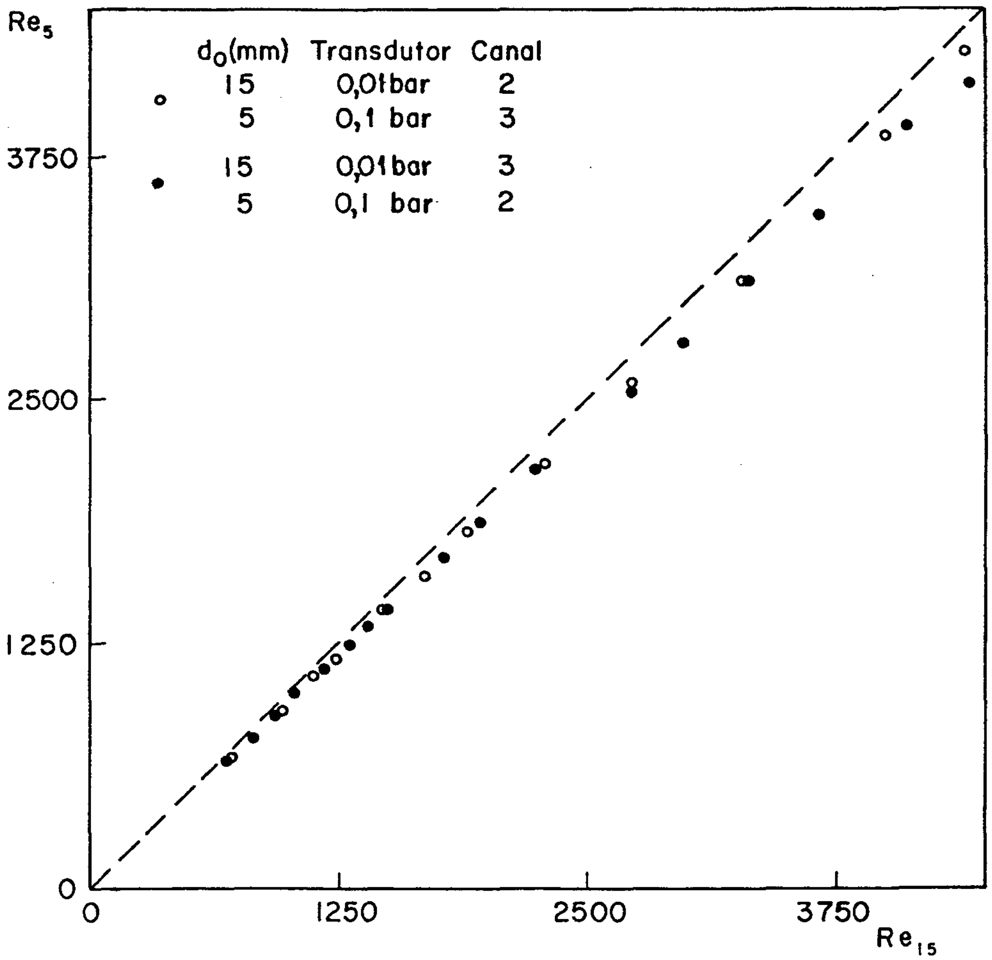


Fig. B.3- Comparação entre os números de Reynolds obtidos através dos dois medidores de vazão

Para uma determinada vazão de ar na canalização, representada pelos pontos da figura, pode-se ler o valor de Re_5 e

Re_{15} .A linha tracejada representa a reta onde os dois medidores indicariam a mesma vazão, ou seja, $Re_5 = Re_{15}$. Observa-se que os valores de Re_5 são menores do que os valore de Re_{15}. A diferença entre eles, em torno de 5%, está dentro da classe de precisão deste tipo de medidor.

C - MEDIÇÃO DO CHANFRO DA BORDA DE SAÍDA DO ORIFÍCIO DE PASSAGEM

O chanfro existente na borda de saída do orifício de passagem (Fig. C.1) afeta muito o escoamento, de tal forma que a comparação entre os resultados experimental e numérico ficaria prejudicada caso o chanfro não fosse considerado no modelo numérico.

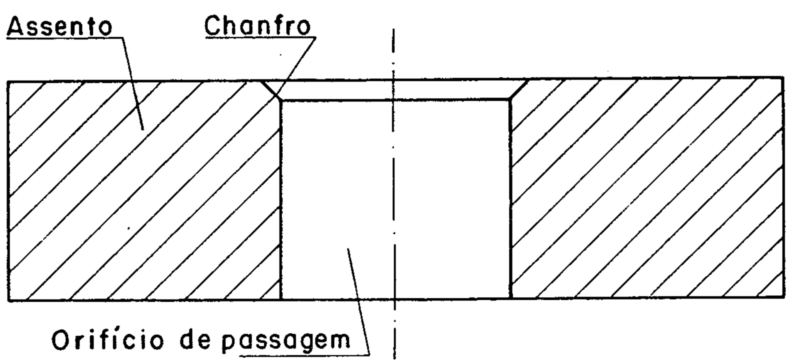


Fig. C.1- Chanfro na borda de saída do orifício de passagem

Para a inclusão do chanfro no modelo numérico foi necessário medir sua dimensão, utilizando-se para isso um processo de moldagem. Os materiais usados foram aqueles empregados em próteses dentárias.

Inicialmente com auxílio de cêra rosa recobriu-se toda a borda do orifício que contém o chanfro. Posteriormente, colocou-se sobre a cêra uma camada de resina acrílica líquida (Fig. C.2). Esperou-se até o endurecimento da resina, quimicamente ativada, e então retirou-se o molde.

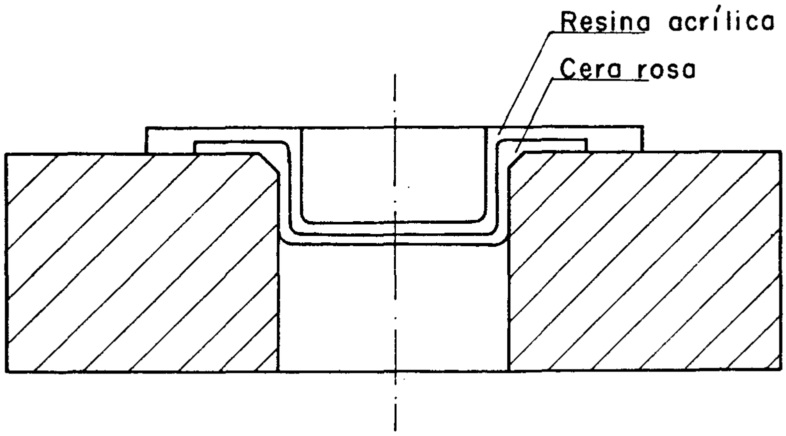


Fig. C.2- Preparo da moldagem do chanfro

Em um passo subseqüente, a cêra rosa foi retirada da máscara de resina acrílica endurecida e em seu lugar foi colocado um material de moldagem elastomérico de consistência fluida (Permelastic, fabricação: Kerr). As superfícies da resina e do material de moldagem foram colados utilizando-se um adesivo de cemento butílico. Com auxílio da máscara de resina acrílica, recobriu-se novamente a borda chanfrada, desta vez com o material de moldagem (Fig. C.3). Após alguns minutos, tempo necessário para o material endurecer, retirou-se o molde. A máscara de resina acrílica utilizada tem a função de dar rigidez ao material de moldagem que é flexível.

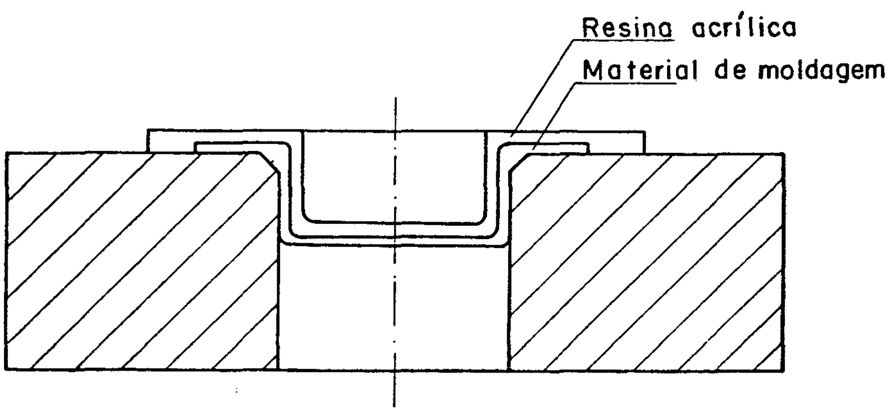


Fig. C.3- Moldagem do chanfro

Por fim, o molde foi levado a um microscópio ótico de ferramentaria, com precisão de leitura de 0,001 mm, para a medição do chanfro

A Fig. C.4 apresenta as dimensões do chanfro medidas no microscópio ótico.

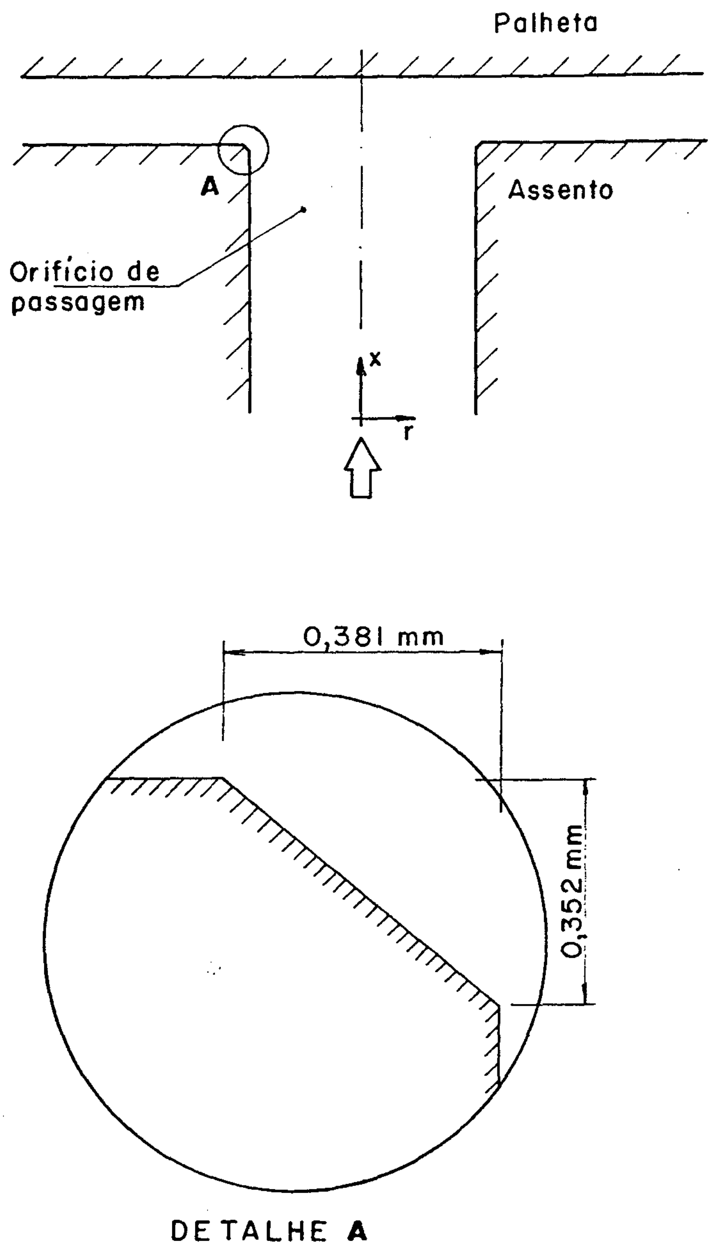


Fig. C.4- Dimensões do chanfro

D - VERIFICAÇÃO DO SISTEMA DE AQUISIÇÃO DO SINAL DE PRESSÃO

A medição da distribuição radial de pressão na palheta-2 é realizada movendo-se um cursor, com uma tomada de pressão central, ao longo do seu diâmetro (ver capítulo 2). Para verificar se o sistema de aquisição de sinal era suficientemente rápido, para registrar durante o movimento do cursor grandes gradientes de pressão, realizou-se a medição da distribuição radial de pressão utilizando-se dois procedimentos distintos: um com o cursor parado e outro movendo-o de forma contínua ao longo do diâmetro da palheta. A Fig. D.1 apresenta a distribuição de pressão obtida com os dois procedimentos. Na ordenada está o valor da pressão e na abcissa está o valor correspondente à posição radial.

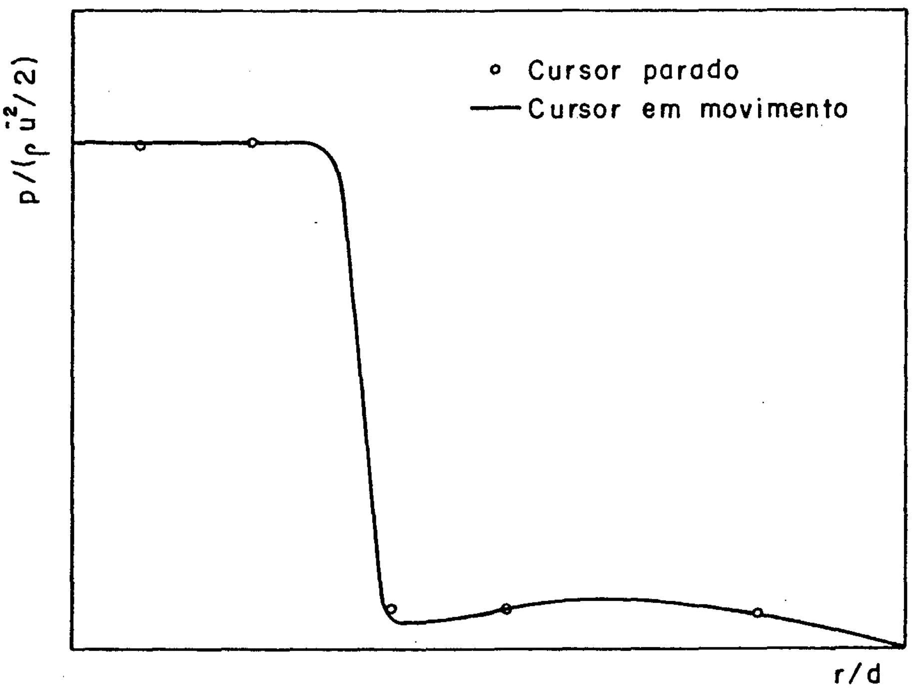


Fig. D.1- Sinais de pressão obtidos com o cursor parado e com o cursor em movimento

Os pontos indicados na figura através dos símbolos redondos correspondem aos valores de pressão obtidos com o cursor parado. Neste caso, o cursor era movido sucessivamente até as posições desejadas onde, mantendo-o parado, eram feitas as medições. A linha cheia corresponde à distribuição de pressão obtida movendo-se o cursor de forma contínua.

A pequena diferença entre as duas distribuições garante que o sistema de aquisição de sinal é suficientemente rápido para registrar os gradientes de pressão.